

Iiro Laine

# Säädettävän kallistuksenvakaajan käyttöönotto Electric RaceAbout -sähköurheiluautoon

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Auto- ja kuljetustekniikka

Insinöörityö

26.5.2013

Tekijä(t) Otsikko  Sivumäärä Aika	Iiro Laine Säädetävän kallistuksenvakaajan käyttöönotto Electric RaceAbout -sähköurheiluautoon  38 sivua + 2 liitettä 26.5.2014
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja(t)	Lehtori Sami Ruotsalainen
<p>Tämä insinöörityö tehtiin osana Metropolia Ammattikorkeakoulun Electric RaceAbout -sähköajoneuvoprojektia. Työn tavoitteena oli varustaa ajoneuvo säädetävillä kallistuksenvakaajilla. Kallistuksenvakaajalla pyritään saamaan ajoneuvoon säädetävyyttä ali- ja yliohjautuvuuden suhteen ja pehmeämpi alusta. Tavoitteena oli saada ajoneuvosta nopeampi ja paremmin hallittava rataolosuhteissa.</p> <p>Työssä perehdytään kallistuksenvakaajan jäykkyyden mittaamiseen ja mitoittamiseen ajodynamiikan laskukaavojen avulla.</p> <p>Työn lopputuloksena E-RAan saatiin valmistettua etu- ja taka-akseleille säädetävät kallistuksenvakaajat.</p>	
Avainsanat	Electric RaceAbout, E-RA, kallistuksenvakaaja

Author(s) Title  Number of Pages Date	Ilro Laine Design and Implementation of Anti-Roll Bar for Electric RaceAbout Sports Car  38 pages + 2 appendices 26 May 2014
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive and Transport Engineering
Specialisation option	Automotive Design Engineering
Instructor(s)	Sami Ruotsalainen, Senior Lecturer
<p>This Bachelor's thesis was carried out as part of the Electric RaceAbout, electric vehicle project of Helsinki Metropolia University of Applied Sciences'. The aim of the thesis was to design, develop and test the anti-roll bar on the front and rear axles. With adjustable anti-roll the aim was to achieve settings for under- and oversteering circumstances and allows softer suspension. This should allow the vehicle to be faster and provide improved handling in racing track circumstances.</p> <p>The study focuses on roll rate measurements and calculations using vehicle dynamics formulas.</p> <p>As the results of this thesis new anti-roll bar systems were manufactured for the front and rear axles. This gives the vehicle new settings for under and oversteering circumstances.</p>	
Keywords	Electric RaceAbout, E-RA, anti-roll bar

# Sisällys

Alkulause

Lyhenteet ja käsitteet

1	Johdanto	1
1.1	Lähtökohdat	1
1.2	Ongelmat ja tavoitteet	2
2	Kallistuksenvakaajat	4
2.1	Kallistuksenvakaajan toimintaperiaate	4
2.2	Tavallinen kallistuksenvakaaja	4
2.3	Yhdystukiakseli	5
2.4	Päällekkäiset kolmiotukivarret	5
2.5	Aktiivinen kallistuksenvakaaja AARB (Active Anti Roll Bar)	6
2.6	Säädettävä mekaaninen kallistuksenvakaaja	6
3	Kallistuksenvakaajan suunnittelu E-RA autoon	8
3.1	Mitoitukseen vaikuttavat asiat	8
3.2	Poikittainen tanko	8
3.3	Vääntöveitsien kiinnitys	11
3.4	Vääntöveitset	14
3.5	Pystytangot	15
3.6	Laakerointi	16
4	Toteutus	19
4.1	Etuakseli	19
4.2	Taka-akseli	20
5	Testaus ja laskenta	21
5.1	Ajokokeet	21
5.2	Kallistuksenvakaajan laboratoriomittaukset ja laskenta	28
5.2.1	Poikittaisen tangon vääntöjäykkyyden laskeminen	28
5.2.2	Vääntöveisten jousivakion mittaaminen	29
5.2.3	Kallistuksenvakaajan vääntöjäykkyyden laskeminen	32
6	Tulosten vertailu	33
6.1	Kallistuksenvakaajan jäykkyyden vertailu	33

6.2 Ajoneuvon kallistuman vertailu	34
7 Yhteenveto ja pohdinta	35
Lähteet	38
Liitteet	
Liite 1. Nivelpään datataulukko	
Liite 2. MoTec kallistuksenvakaajan kaava	

## **Alkulause**

Tahdon kiittää kaikkia insinööriyöhön osallistuneita henkilöitä, jotka ovat mahdollistaneet tämän opinnäytetyön valmistumisen. Erityisesti tahdon kiittää Projektipäällikkö Sami Ruotsalaista sekä koneistajia Pekka Pesosta ja Juho Konolaa, jotka auttoivat suuresti työn valmistumisessa. Lisäksi tahdon kiittää perhettäni kärsivällisyydestä ja ymmärtävyydestä opintoihini.

**Helsingissä 26.5.2014**

**liro Laine**

## Lyhenteet ja käsitteet

CAD	<i>Computer-aided Design</i> . Tietokoneavusteista suunnittelua, joka sisältää 2D-piirtämisen, 3D-mallintamisen ja tietokonesimuloinnin.
Camber	Pyöräntuennassa pyörän ja ajoneuvon pystysuorien akselien välinen kulma.
CNC	<i>Computerized Numerical Control</i> . Työstökoneiden numeerinen ohjaus.
E-RA	<i>Electric RaceAbout</i> . Metropolia Ammattikorkeakoulussa opiskelijaprojektina valmistettu sähkökäyttöinen urheiluauto.
Monokokki	Itsekantava kori. Korityyppi, jossa yksiosainen kori, joka kantaa ajoneuvon kuorman.
MoTec	Tiedonkeruujärjestelmien valmistamiseen erikoistunut yritys.
Sarlin RT	Sarlin Race Team, moottoriurheiluun erikoistunut monitoimimyymälä.

## 1 Johdanto

Tämä insinöörityö tehtiin Metropolia Ammattikorkeakoulun Electric RaceAbout -sähköautoprojektiin. Insinöörityön aiheena oli kehittää ja toteuttaa säädettävä kallistuksenvakaaja etu- ja taka-akseleille. Metropolia Ammattikorkeakoululla, aiemmin Stadia ja Helsingin Teknillinen Oppilaitos on pitkälle ulottuva perinne erilaisista ajoneuvo-projekteista.

### 1.1 Lähtökohdat

E-RA on Metropolia Ammattikorkeakoulun opiskelijoiden projektityönä valmistama sähköurheiluauto. Auton kori on itsekantava monokokki, joka on valmistettu kokonaan hiilikuidusta. Auton sähkömoottorit on kiinnitetty koriin teräksestä valmistettuihin apurunkoihin. Autossa on neljä sähkömoottoria. Jokaiselle pyörälle on oma moottorinsa, jotka on kytketty pyörään suoraan vetoakseleilla. Akusto on ajoneuvossa sijoitettu kuljettajan ja apukuljettajan taakse ja istuimien väliin.

E-RA (kuva 1) auton suunnittelu aloitettiin 2007 ja se valmistui 2010 kesällä ennen Progressive Insurance Automotive X-Prize kilpailua, jossa auto sijoittui toiselle sijalle. Keväällä 2011 auto rekisteröitiin tieliikenteeseen. Samana vuonna autolla voitettiin useita palkintoja Michelin Challenge Bibendumissa, ajettiin Le Mans näytösajossa, osallistuttiin E-Miglia ajoon ja ajettiin Nürburgringin Nordschleife-radalla sähköautojen ennätyskierrosaika. Talvella 2012 Ivalossa ajettiin sähköautojen nopeusennätys jäällä ja kesällä osallistuttiin Itävallassa Silvretta Classic kilpailuun. Syksyllä 2013 ajettiin Nürburgringin Nordschleife-radalla ajoneuvon oma ennätys jota on tarkoitus käydä parantamassa vielä myöhemmin kesän 2014 aikana.





Kuva 1. Electric RaceAbout Nordschleifella syyskuussa 2013.

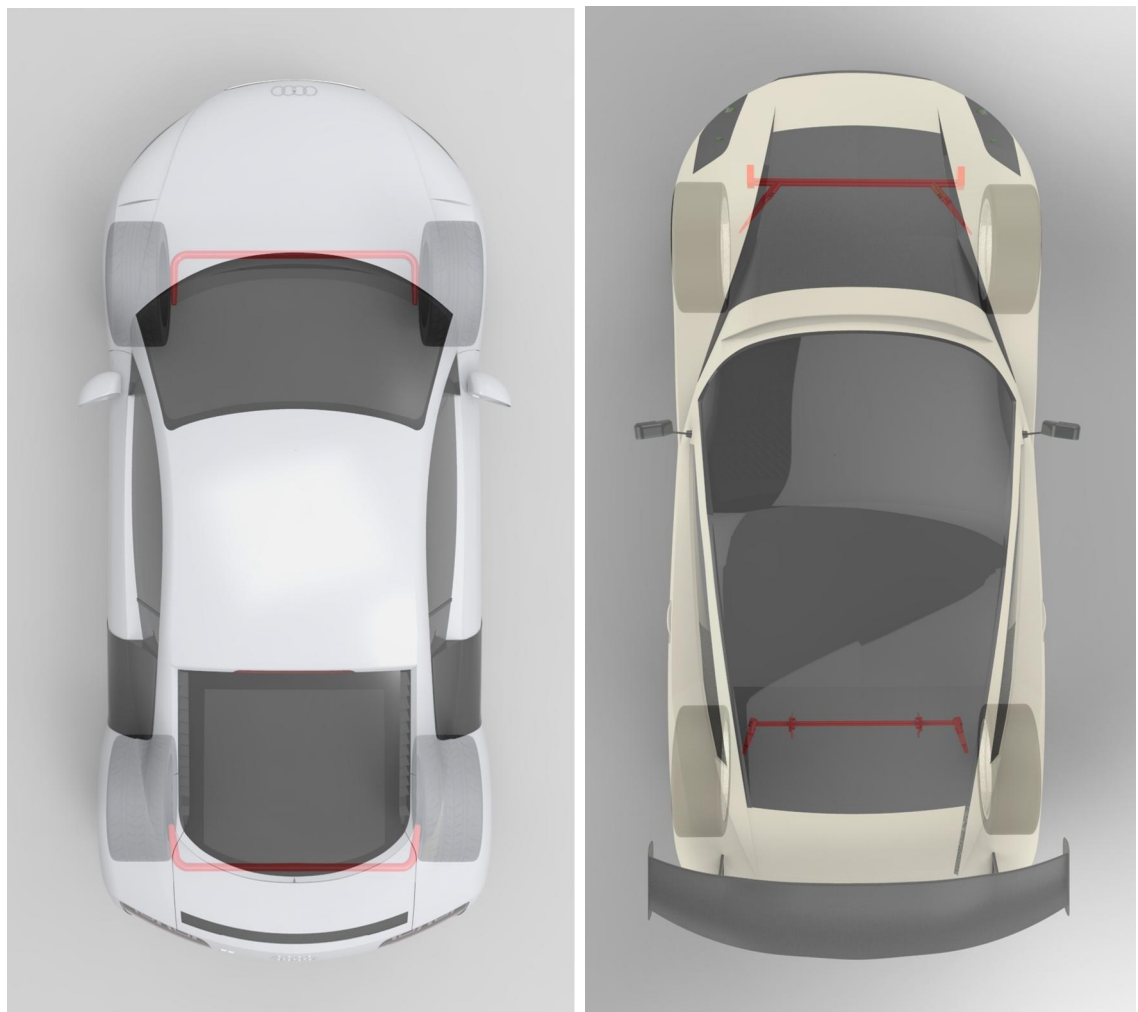
Autossa ei alun perin ollut kallistuksenvakaajaa, vaan auton kallistelut oli kompensoitu erittäin jäykällä jousilla. Tämän haittavaikutukset ovat helposti huomattavissa erityisesti epätasaisella tiellä ja radalla ajettaessa. Epätasaisella tiellä ajo on erittäin epämukavaa, koska ylijäykkäjousi ei puristu kasaan vaan se välittää epätasaisuudesta johtuvan värähtelyn auton koriin. Pahimmassa tapauksessa rengas menettää kontaktin tienpintaan ja pito katoaa. Radalla auton käytös ei ole ennalta arvattavaa. Samaa kaarretta ajettaessa auto saattaa ensin yliohtaa, mutta seuraavalla kerralla aliohtaa vaikka kaarteeseen ajettaisiin samalla tavalla samaa nopeutta. Tämä takia kuljettajan on hankala luottaa ajoneuvon käyttäytymiseen. Nordschleifen kaltaisilla radoilla ei ole varaa virheisiin, sillä turva-alueet ovat paikoitellen minimaalisia.

## 1.2 Ongelmat ja tavoitteet

Autoon ei ole alun perin suunniteltu kallistuksenvakaajia, koska autosta oli tarkoitus tulla vain "bulevardi sportti", eikä radalla ajettava kilpa-auto. Tästä syystä suunnitteluvaiheessa ei luultavasti huomioitu tilaa kallistuksenvakaajille. Auton tukivarret ovat alun perin Audi R8 -urheiluautosta. Audissa kallistuksenvakaajien pystytangot on kiinnitetty alempaan tukivarteen etuakselin taaemmalle puolelle ja poikittainen putki kulkee hie-  
man akselin keskilinjan etupuolella. Taka-akselilla pystytanko on kiinnitetty olka-

akseliin samalle pultille iskunvaimentimen kanssa, poikittainen putki on sijoitettu taka-akselin taaemmalle puolelle.

E-RAn akseleilla ei ollut montaa vaihtoehtoa mistä poikittaisen putken olisi voinut viedä toiselta pyörältä toiselle. Tämä johtui sähkömoottoreiden suuresta halkaisijan koosta ja sijoittelusta apurunkoon nähden. Molemmilla akseleilla tilaa oli käytännössä vain etummaisella puolella. E-RAn ja Audi R8:n kallistuksenvakaajien rakenne-erot nähtävissä kuvassa 2.



Kuva 2. Rakenne-erot ylhäältäpäin kuvattuna, vasemmalla on Audi R8 ja oikealla E-RA.

## 2 Kallistuksenvakaajat

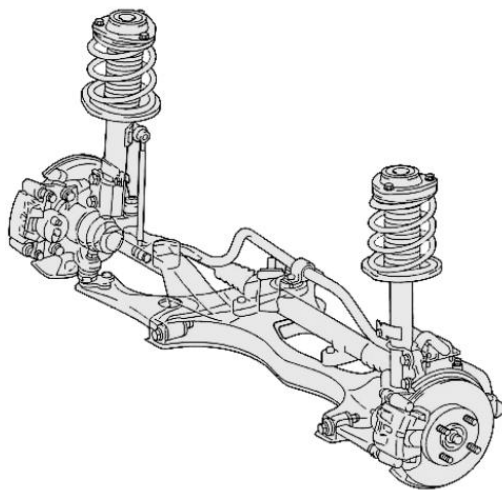
### 2.1 Kallistuksenvakaajan toimintaperiaate

Kallistuksenvakaajalla pyritään vähentämään ajoneuvon korin kallistelua kaarreaajossa. Ajoneuvon kallistuessa ulompi pyörä joustaa sisään luoden voiman sisemmälle pyörälle kallistuksenvakaajan kautta. Tämän avulla vähennetään sisemmän pyörän ulosjoutoa ja ajoneuvon korin kallistumista.

Vakaajan poikittainen tanko välittää voimat renkaalta renkaalle siten, että se kiertyy akselinsa ympäri ripustukseen asennettujen vipuvarsien avulla. Ilman kallistuksenvakaajaa ajoneuvon kori kallistuisi voimakkaasti kohti ulkokaarretta.

### 2.2 Tavallinen kallistuksenvakaaja

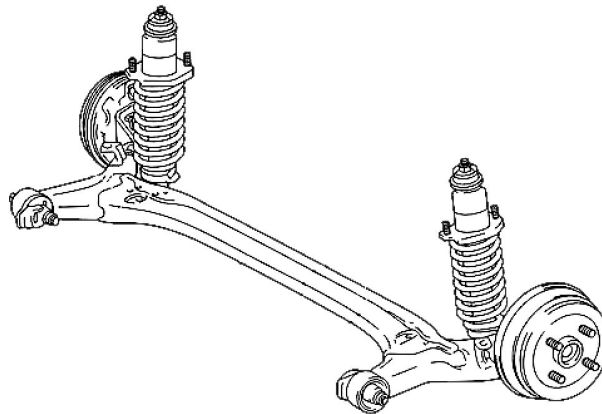
Kallistuksenvakaajaa alettiin käyttää 1950-luvulla, kun Fordin insinööri MacPherson kehitti uudenlaisen pyöräntuenta menetelmän. MacPherson-tuennassa akselin pyörät ovat erillisjousitetut eli jokainen pyörä oli riippumaton toisesta pyörästä (kuva 3). Ongelmaksi muodostui kuitenkin ajoneuvojen voimakas kallistelu. Tästä syystä tuentaan kehiteltiin kallistuksenvakaaja. Vaikka täsmälleen alkuperäistä MacPherson-tuenta ei suoraan enää moderneissa ajoneuvoissa käytetä, ovat siitä sovelletut tuennat kuitenkin riippuvaisia kallistuksenvakaajan toiminnasta.



Kuva 3. MacPherson-tyyppinen tuenta.

### 2.3 Yhdystukiakseli

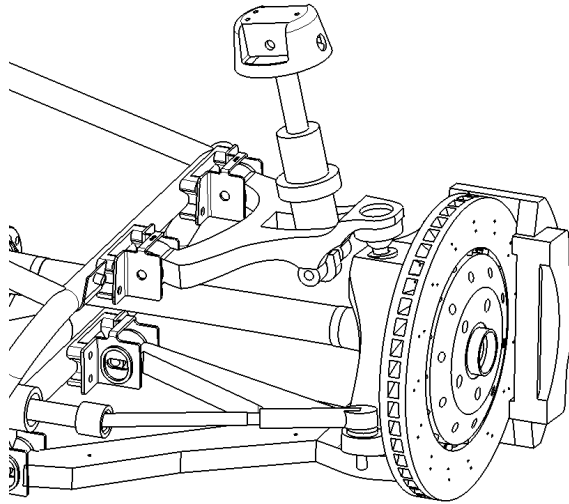
Yhdystukiakselia käyttää moni moderni autovalmistaja taka-akselillaan. Se on helppo ja edullinen valmistaa, ja sillä saadaan minimoitua osia taka-akselilta. Jäykkä akseli korvaa erilliset tukivarret, vetotuet ja kallistuksenvakaajan ja se muodostuu oikeastaan vain kolmesta putkesta (kuva 4). Akseli itsessään toimii kallistuksenvakaajana, koska pyörät ovat kiinteästi samalla akselilla.



Kuva 4. Yhdystukiakselin rakenne.

### 2.4 Päällekkäiset kolmiotukivarret

Päällekkäisiä kolmiotukivarsia on enimmäkseen käytetty kilpa- ja urheiluautoissa. Pyöräntuennassa tukivarret on kiinnitetty olka-akseliin päällekkäin (kuva 5). Tuennan hyvä puoli on, että sille on olemassa lukemattomia geometria variaatioita. Geometriaa muuttamalla voidaan säätää camber-kulmaa ja sen muutosta, caster-kulmaa, kallistuskeskiön sijaintia ja tasajalkajousto ominaisuuksia. Tämä tapahtuu muuttamalla tukivarsien pituuksia, kiinnityskohtia ja -kulmia.



Kuva 5. E-RAn etuakselin alustarakenne.

E-RAssa käytetään päällekkäisiä kolmiotukivarsia missä ylempi tukivarsi on lyhyempi kuin alempi. Tällä pyritään saamaan camber-muutosta joustoissa, jota kallistuksenvakaajan avulla pyritään hillitsemään.

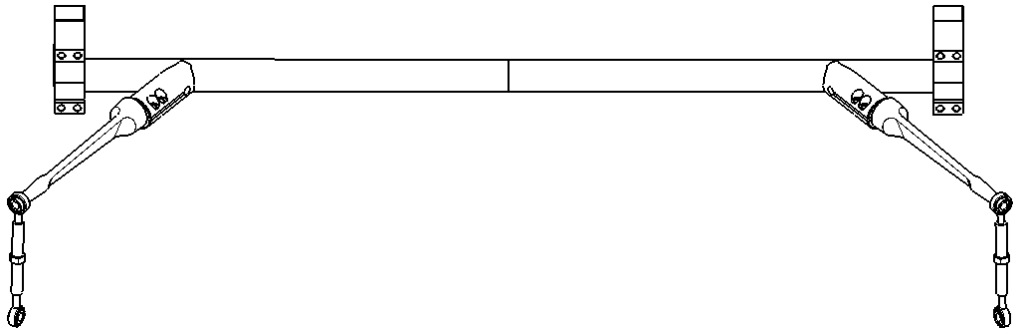
## 2.5 Aktiivinen kallistuksenvakaaja AARB (Active Anti Roll Bar)

Aktiivista kallistuksenvakaajaa käytetään yleensä ajoneuvoissa, joissa on korkea kallistuskeskiö, muun muassa katumaastureissa. Järjestelmän tarkoituksena on muuttaa ajoneuvon kallistusjäykkyyttä ja parantaa kääntymisominaisuuksia. Järjestelmä mittaa kiihtyvyyksiä ja laskee, millä voimilla ajoneuvon kori saadaan pysymään vaakatasossa tienpintaan nähden. Vakaajan toimilaitteille tuotetaan hydraulinen paine, jota ohjainlaite säätelee vakaajalle tilanteesta riippuen.

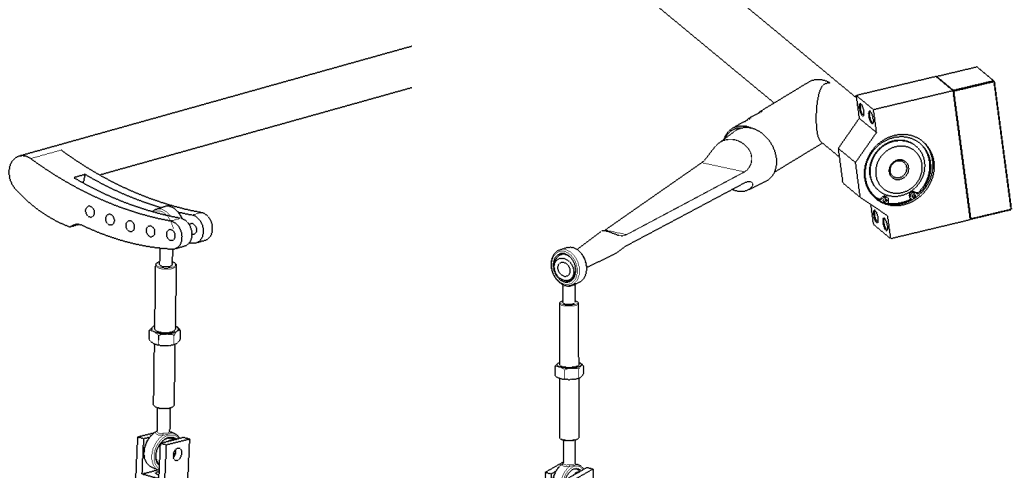
## 2.6 Säädetty mekaaninen kallistuksenvakaaja

Säädetty mekaaninen kallistuksenvakaaja yksinkertaisesti koostuu poikittaisesta tangosta ja sen laakeroinnista, vipuvarsista ja pystytangoista (kuva 6). Sääto tapahtuu yleensä muuttamalla vipuvarsien ominaisuuksia (kuva 7). Tämä tapahtuu joko muuttamalla vipuvarren pituutta, jolloin kallistuksenvakaajan ja pyörän välinen liikesuhde muuttuu. Toinen vaihtoehto on käyttää vääntöveitsiä. Vääntöveitsillä pyritään muutta-

maan kallistuksenvakaajan jousivakiota kääntämällä veistä. Ajoneuvon käyttäytymistä voidaan säätää taulukon 1 perusteella.



Kuva 6. Säädetävän mekaanisen kallistuksenvakaajan rakenne.



Kuva 7. Vasemmalla kallistuksenvakaaja säädettävällä vipuvarren pituudella ja oikealla kääntävällä vääntöveitsellä.

Taulukko 1. Ajoneuvon käyttäytymisen perusteella tehtävät muutokset kallistuksenvakaajille.

	Etukallistuksenvakaaja		Takakallistuksenvakaaja
Aliohjaa	Löysemmäksi	tai /ja	Jäykemmäksi
Yliohjaa	Jäykemmäksi		Löysemmäksi

Kun kallistuksen vakaajaa säädetään jäykemmäksi, välittää se paljon voimakkaammin painonsiirtoa toiselle renkaalle kuin löysempänä. Mitä enemmän painonsiirtoa pyritään tekemään kallistuksenvakaajan kautta, sitä enemmän vähennetään akselin sivuttaispitoa. Tämä johtuu siitä, kun renkaalle kohdistetaan painoa, sitä enemmän sillä on sivuttaispitoa tiettyyn pisteeseen asti. Kun painoa otetaan pois, vähenee sivuttaispito pyö-

rällä. Nämä eivät kuitenkaan kasva ja pienene samassa suhteessa vaan yleensä painoa vähentämällä sivuttaispito pienenee enemmän kuin mitä se kasvaa toisella pyörällä. Näin ollen akselin sivuttaispitoa on vähemmän.

Tavallisesti sarjavalmisteisissa ajoneuvoissa kallistuksenvakaajalla ei pyritä tekemään ajoneuvosta ajokäytökseltään neutraalia, koska moni tieliikennekäyttöinen ajoneuvo pyrkii aliohjautumaan ääritilanteissa. Tämä johtuu siitä, että keskivertoiselle kuljettajalle on helpompaa hallita aliohjausta kuin yliohjausta.

Vaikka kallistuksenvakaaja salliikin nopean säädön yli- ja aliohjautumistilanteiden korjaamiseen ilman iskunvaimentimien ja jousien vaihtamista, on se kuitenkin kompromissi ratkaisu. Erillistuenta ei enää ole oikeastaan erillistuettu, vaan ne ovat nyt yhdistetty poikittaisella tangolla toisiinsa. Tämä tuo ongelmia kun ajetaan erittäin epätasaisella radalla. Mitä epätasaisempi rata ja mitä jäykempi kallistuksenvakaaja, sitä enemmän auto pyrkii seuraamaan radan epätasaisuuksia ja tekee ajosta levotonta.

### **3 Kallistuksenvakaajan suunnittelu E-RA autoon**

#### **3.1 Mitoitukseen vaikuttavat asiat**

Kallistuksenvakaajan mitoittamiseen vaikuttavat useat tekijät: ajoneuvon raideleveys, painopisteen sijainti, jousitus ja miten paljon kallistelua halutaan sallia. Kallistuksenvakaajan toimintaan taas vaikuttavat poikittaisen tangon paksuus, tangon varsien pituus ja liikesuhde pyörään nähden.

#### **3.2 Poikittainen tanko**

Suunnittelussa apuna käytettiin ranskalaisen Dassault Systemesin Catia V5R20-CAD-mallinnusohjelmaa. Autoon oli aikaisemmin suunniteltu alustava kallistuksenvakaajan poikittainen tanko ja sovitettu se auton CAD-malliin kulkemaan etuakselin apurungon takaa. Tangon hankalan valmistamisen ja huonon sijoittelun takia kyseisestä suunnitelmasta luovuttiin heti alkumetreillä. Mallintamisessa lähdettiin liikkeelle tarkastelemalla jo olemassa ollutta etuakselin CAD-kokoonpanoa. Kokoonpanon perusteella etuakselin poikittaiselle tangolle olisi kaksi mahdollista kohtaa. Vaihtoehdot olivat moottorei-

den taka- tai etupuolelta. Takapuolelle sijoittamalla saataisiin poikittainen tanko lähemmäksi tukivarressa sijaitsevaa alkuperäistä kiinnityskohtaa, mutta reittiä ei voitu käyttää hankalan sijoittelun ja moottorin ja apurungon välisen pienen tilan takia. Moottorin etupuolella oli huomattavasti enemmän tilaa, ja poikittaisen tangon laakerointi voitiin toteuttaa ajoneuvon keulassa sijaitseviin korin tukirakenteisiin. Ainoat haitat olivat moottorien sähköjohtojen sijainti samassa tunnelissa tangon kanssa ja pitkä etäisyys tukivarressa sijaitseviin pystytangon kiinnityskohtiin (kuva 8).



Kuva 8. Ensimmäinen versio poikittaisesta tangosta pitkillä veitsenkiinnikkeillä, jossa pystytanko kiinnitettäisiin tukivarren alkuperäiseen kohtaan.

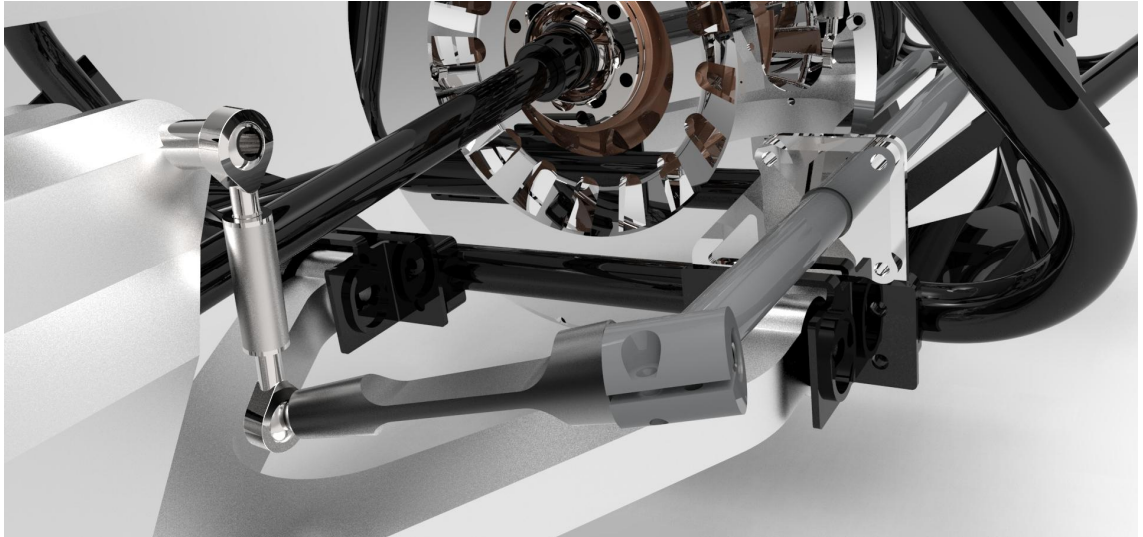
Koska pitkiltä vipuvarsilta haluttiin välttää, päätettiin pystytangon kiinnityskohtaa siirtää lähemmäksi poikittaista tankoa. Ensimmäisessä versiossa pystytanko kiinnittyi olka-akselissa iskunvaimentimen ruuvien alle (kuva 9). Lopullinen versio on samalla kohtaa, mutta pystytangon kiinnitys on toteutettu eri tavalla.





Kuva 9. Ensimmäinen kiinnityskohta lähempää tankoa.

Taka-akselilla sijoittelun suhteen oli enemmän ongelmia. Moottorien ja apurungon välissä oli erittäin niukasti tilaa. Käytännössä tangolle oli olemassa vain yksi mahdollinen reitti (kuva 10). Korkeussuunnassa tanko tuli melkein samalle korkeudelle iskunvaimentimen kiinnityspultin kanssa. Tämä aiheutti sen, että pystytangosta oli tehtävä lyhyt. Pituussuunnassa tanko oli hyvällä kohdalla tuentaa ajatellen, mutta turhan lähellä pystytangon kiinnityskohtaa, jolloin vipuvarsista tulisi lyhyet. Tämä aiheuttaisi sen, että tangon liikesuhde olisi suurempi kuin etuakselilla. Jotta liikesuhdetta saataisiin pienemmäksi, olisi pitänyt käyttää olka-akselin toista puolta. Tämä olisi voitu tehdä, mutta vääntöveitsi törmäisi jousituksen ääritilanteissa vetoakseliin. Poikittaista tankoa olisi voitu myös muotoilla, jotta vääntöveitsistä olisi saatu pidemmät. Tällä ei suoranaisesti saavutettu kunnolla hyötyä, koska kinematiikkamallissa huomattiin, ettei muotoilulla saatu pienennettyä tangon liikesuhdetta. Lisäksi hankala valmistus ja mahdollinen nyrjähtäminen puolsivat hylkäämispäätöstä. Lopulta päädyttiin suoraan tankoon, jonka päihin kiinnikkeet laitettaisiin vinoon kulmaan. Näin veitsille saatiin hieman lisäpituutta ja poikittaisen tangon valmistus olisi helpompaa.



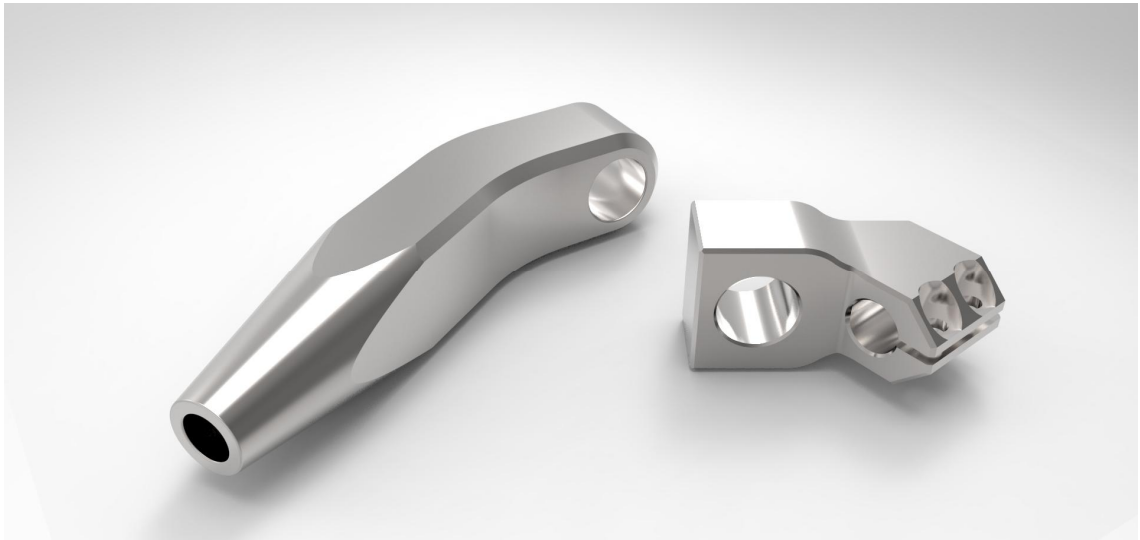
Kuva 10. Taka-akselin lopullinen ratkaisu.

Etuakselin poikittaisen tangon mitoittamista hankaloittivat erilaiset laskukaavat. Yhdestäkään laskukaavasta ei saatu samanlaisia tuloksia. Lopulta päädyttiin käyttämään MoTecin kaavaa. Tankojen materiaaliksi suositeltiin Sarlin RT:llä kromimolybdeenin käsiteltyä teräsputkea. Taka-akselille päätettiin laittaa paksuin mahdollinen tanko, joka vastasi Sarlin RT:llä pienintä kokoa. Laskukaavaa poikittaisille tangoille esitetään ainoastaan liitteessä 2. Sitä ei käsitellä sen tarkemmin, koska se on väärä tapa mitoittaa tanko, koska siinä ei oteta huomioon ajoneuvon ominaisuuksia. Kallistuksenvakaajan mitoitus kannattaa tarkastella osiosta 5. Testaus ja laskenta.

### 3.3 Vääntöveitsien kiinnitys

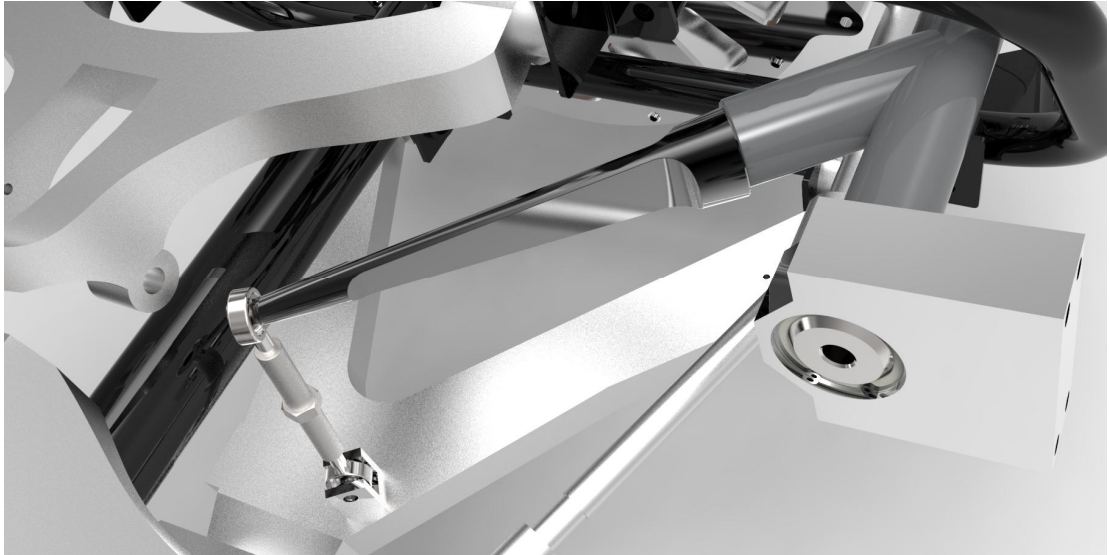
Vääntöveitsien kiinnitys tuli tehdä poikittaiseen tankoon molempiin päihin. Etuakselilla ongelmaksi syntyi tukivarsissa olevien alkuperäisten kiinnityskohtien käyttö. Tästä johtuen vääntöveitsistä tai kiinnikkeistä olisi pitänyt tehdä turhan pitkät. Pitkät veitset olisivat aiheuttaneet sen, että vääntöveitsistä olisi tullut löysemmät. Pitkän etäisyyden vuoksi myös kiertoherkkyys olisi huomattavasti pienempi suhteutettuna tukivarren liikkeeseen. Koska päätettiin käyttää jo hankittuja veitsiä, ajateltiin tehdä pidemmät kiinnikkeet vääntöveitsille. Suunnitteluvaiheessa huomattiin, että kiinnikkeistä tulisi tehdä irrotettavat tai lyhyemmät, koska hitsattuina pitkät kiinnikkeet eivät mahtuisi läpiviennistä toiselle puolelle. Aluksi suunniteltiin irrotettavia kiinnikkeitä, joista vastakappale olisi hitsattu poikittaiseen tankoon kiinni ja toinen puoli kiinnitetty ruuveilla vastakappaleeseen.

seen (kuva 11). Osien valmistusmenetelmät ja luotettavuus kyseenalaistettiin. Osat olisi pitänyt valmistaa CNC-koneella, mikä olisi sisältänyt useita työvaiheita.

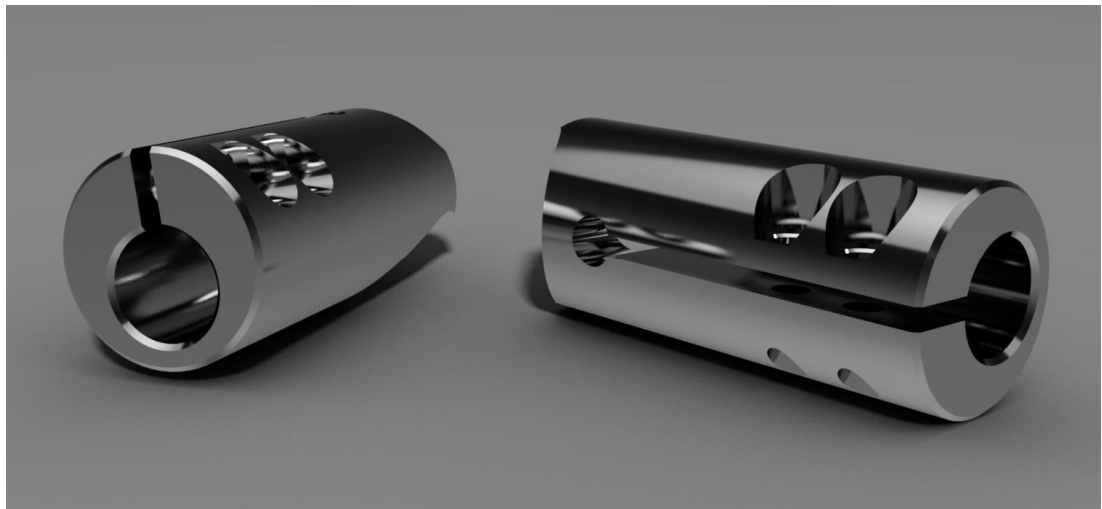


Kuva 11. Hylättyjä kaksiosaisia ratkaisuja.

Jotta poikittaiseen tankoon tehtävät kiinnikkeet olisivat voineet olla kiinteät, niiden tuli olla lyhyemmät. Lopulta päätettiin siirtää kiinnityspistettä lähemmäksi. Aluksi tukivarren ympärille suunniteltiin kiinnitettävää pantaa, joka tulisi tukivarren ympärille. Osa olisi altistunut suurille rasituksille ja lisäksi se olisi ollut raskas, jolloin jousittamaton massa olisi kasvanut. Ideasta luovuttiin lopullisesti, kun päätettiin käyttää tukivarressa jo valmiina ollutta reikää, joka porattiin halkaisijaltaan hieman suuremmaksi. Koska kiinnityspiste saatiin lähemmäksi (kuva 12), voitiin osasta suunnitella helpommin valmistettava. Näin muodostui helposti sorvilla ja jyrsimellä valmistettava kiinnike (kuva 13). Vääntöveitsi työnnetään kiinnikkeen sisälle, ja kiristämällä kylkeen tulevat pultit puristuu kiinnike vääntöveistä vasten ja estää sen liukumisen ulos ja pyörimisen oman akselinsa ympäri.

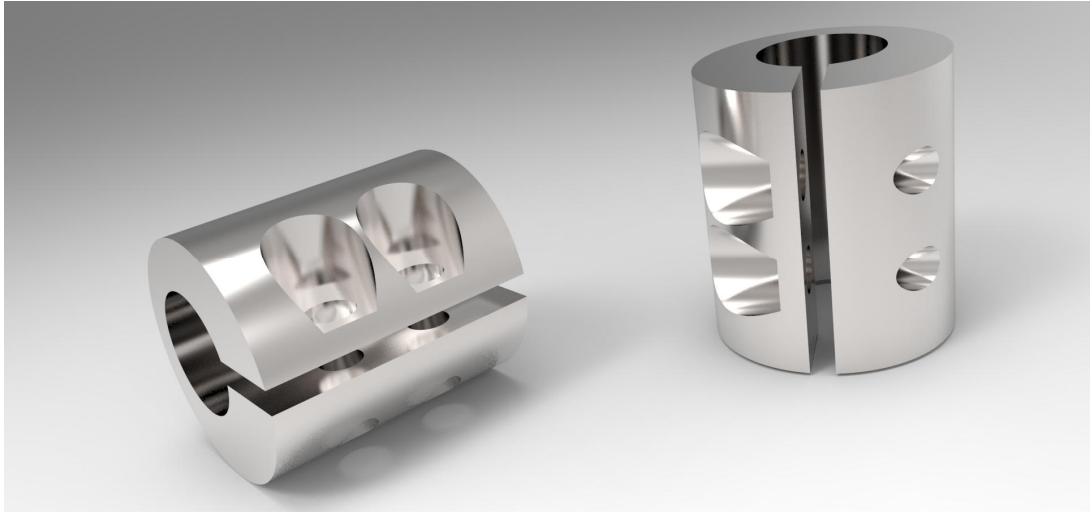


Kuva 12. Lopullinen versio järjestelmästä, jossa tangon ujuttaminen onnistui helposti.



Kuva 13. Lopullinen versio hitsattavista veitsenkiinnikkeestä.

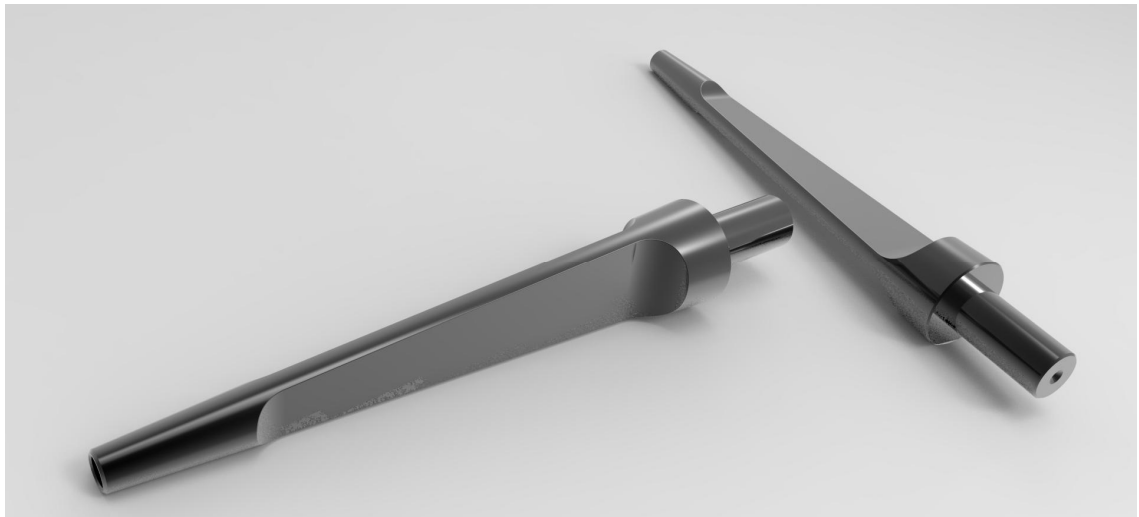
Taka-akselilla käytettiin Sarlin RT:ltä ostettuja vääntöveitsen kiinnikettä (kuva 14) ja koneistettiin toinen samanlainen. Kappale oli vastaavanlainen kuin etuakselilla mutta lyhyempi.



Kuva 14. Sarlin RTn valmistamat vääntöveitsen kiinnikkeet.

### 3.4 Vääntöveitset

Vääntöveitset ostettiin Sarlin RT:ltä (kuva 15). Etuakselin vääntöveitset oli ostettu ennen opinnäytetyön aloittamista, joten niiden valintaan ei ollut mahdollisuuksia vaikuttaa. Takaveitset teetettiin mittatilauksena, koska vaadituilla mitoilla ei löytynyt valmiita kappaleita.



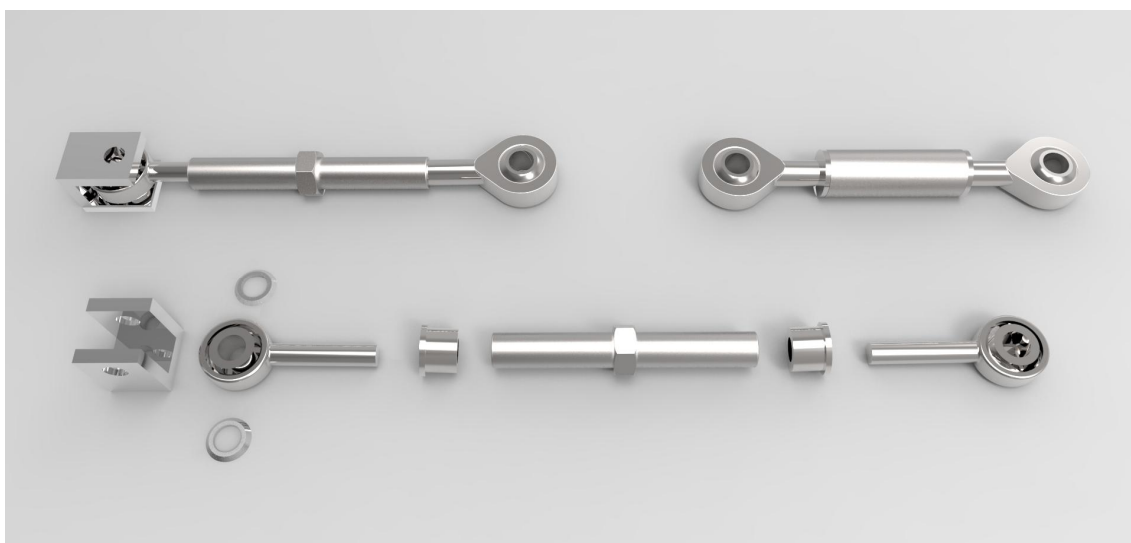
Kuva 15. Sarlin RT:n valmistamat vääntöveitset.

Veitsellä on tarkoitus saada säädeltyä vakaajan jäykkyyttä. Vääntöveitset ja tanko ovat teoriassa sarjaan kytkettyjä jousia. Kun vääntöveitsi on käännettyynä vaakatasoon, se on löysimmässä asennossa. Pystyasennossa vääntöveitsi on jäykimmässä asennossa.

### 3.5 Pystytangot

Pystytangot valmistettiin kahdesta uniball-nivelpäästä ja yhdystangosta. Yhdystangon päihin on hitsattu erilliset kiertet päihin. Nivelet on kierretty yhdystangon päihin ja kiristetty mutterilla. Näin pystytangoista saatiin helposti pituussuunnassa säädettäviä. Pystytankojen rakenne on nähtävissä kuvassa 16.

Koska alkuperäinen kiinnityskohta etuakselilla oli liian kaukana poikittaisesta putkesta, porattiin tukivarressa ollutta reikää suuremmaksi. Koska kiinnityskohta oli nyt koh-tisuoraan tukivarteen nähden, ei laakerointia voitu suoraan hoitaa nivelpäällä. Nivel-päästä varten valmistettiin alumiinistä U-mallinen kiinnitystuki. Tuki mahdollistaa nivel-päälle riittävän liikevaran tukivarren sisään ja ulosjoustoissa.



Kuva 16. Alhaalla pystytangon hajotuskuva etuakselin pystytangosta. Vasemmalla etuakselin ja oikealla taka-akselin pystytanko koottuna.

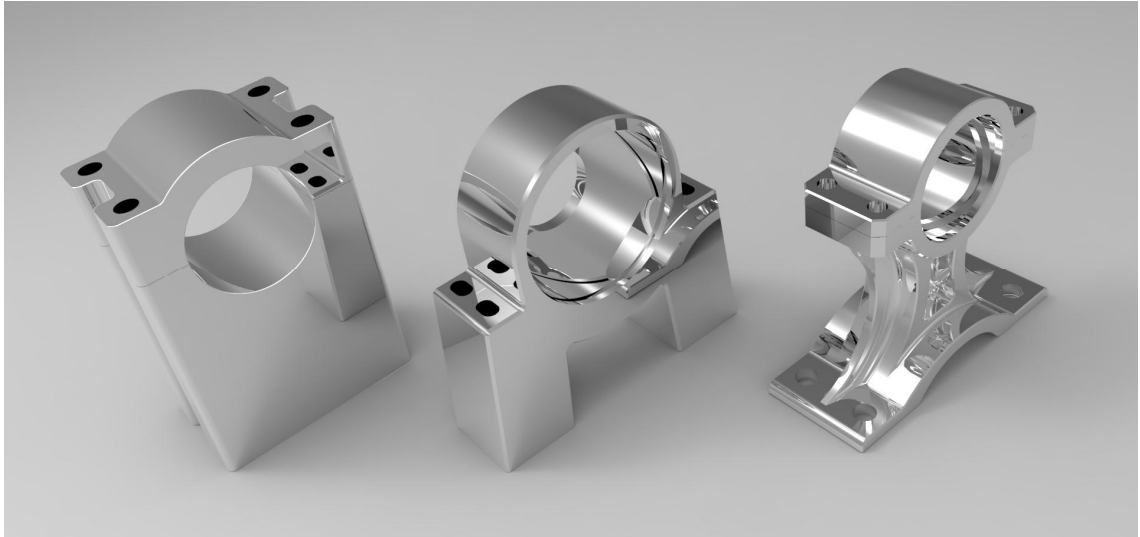
Taka-akselilla pystytangot sijoitettiin iskunvaimentimen pultin alle, kuten Audi R8 -urheiluautossa. Pystytanko jouduttiin sijoittamaan vinoon koska poikittaisen tangon keskilinja oli lähellä pystytangon kiinnityskohtaa. Lisäksi tanko olisi ollut muuten turhan lyhyt, jolloin se olisi altistunut suurille liikkeille. Tämän ansiosta sisään ja ulosjoustois-

sa pystytanko pyrkii kääntymään pystysuoraan eivätkä sen liikkeet ole yhtä suuria, kuin mitä ne olisivat olleet lyhyenä.

### 3.6 Laakerointi

Sarlin RT suositteli kallistuksenvakaajien laakeroinniksi liukulaakereita, jotka olisi valmistettu muovista kuten teflon. Tällaisessa kohteessa liukulaakerin käyttöä suositeltiin, koska se olisi helppo asentaa ja toteuttaa sekä laakeripukkeihin kohdistuvat rasitukset ovat niin pieniä, että ei kannattanut alkaa suunnittelemaan kuulalaakerointia.

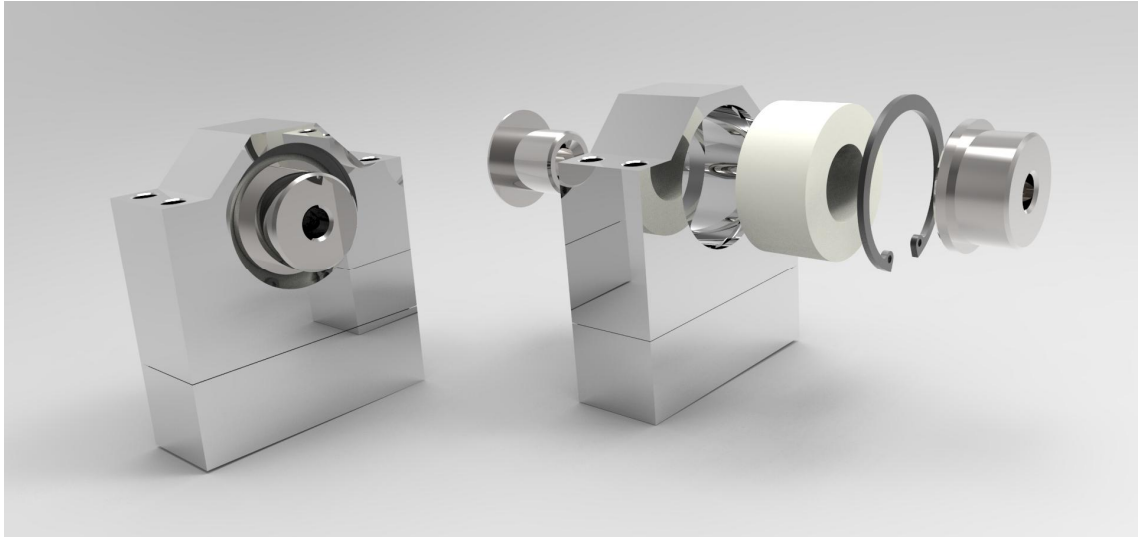
Etuakselin laakeripukille suunniteltiin ensin kaksiosainen ratkaisu, jossa liukulaakeri kiinnitettiin kappaleen sisälle (kuva 17). Näin vakaajan poikittaisen tangon irrotus ja kiinnitys kentällä olisi ollut helppoa. Ongelmaksi syntyi hankala valmistus. Kahden seinämän koneistaminen olisi hankalaa ja lisäksi toisen seinämän pystyi korvaamaan lukkorenkaalla, mutta jos lukkorengaan sijoittaa kappaleen sisälle, sen ei tarvitse olla kaksiosainen. Näin ollen kaksiosainen toteutus hylättiin alkumetreillä. Toinen vaihtoehto oli yksiosainen laakeripukki, jossa olisi ollut lukkorengasura, mutta hankalan koneistuksen takia mallia yksinkertaistettiin huomattavasti alkuperäisestä.



Kuva 17. Vasemmalla ensimmäinen kaksiosainen idea, jossa laakeri tulisi poikittaisen tangon ympärille. Tangon lopullinen paksuus oli niin suuri, että kappaleesta olisi pitänyt tehdä muita versioita massiivisempi. Keskellä CNC-koneistettava malli, jossa on lukkorengasura, hankala koneistettava. Oikealla kevennetty malli, joka on kaksiosainen. Mallista myös suunniteltiin yksiosainen malli, jossa on lukkorengasura. Tarkoituksena oli olla kevyt, mutta ideasta luovuttiin hankalan koneistuksen takia.

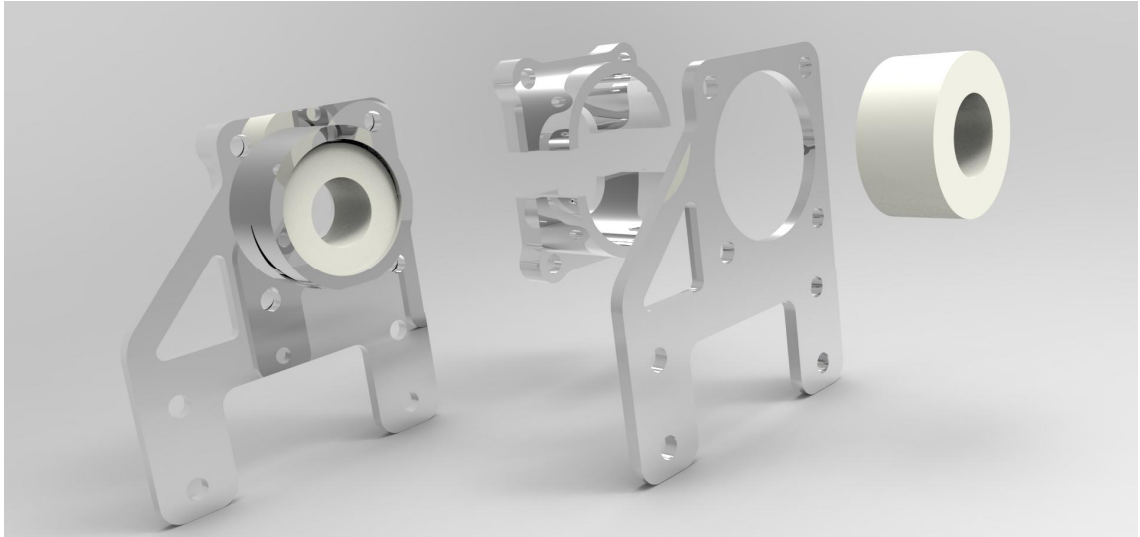
Lopulta päädyttiin yksinkertaiseen ratkaisuun, jonka sisäpinnat voitiin valmistaa sorvaamalla ja ulkopinnat jyrsimällä (kuva 18). Laakeri on lukittu pesään lukkorenkaalla. Poikittaiseen tankoon on hitsattu holkki, jossa on kierre sisällä. Ulkopuolelta laakerin läpi työnnetään holkki, joka puristuu kierreosaa vasten. Tila holkin ja poikittaisentangon välissä on mitoitettu niin, että laakeri hieman puristuu näiden väliin. Laakeripukin alle tuli sovitepala, joka hiottiin käsin vastaamaan korin pintoja. Laakeripukki kiinnitettiin koriin neljällä ruuvilla, joita varten koripalkkiin liimattiin mutteri-insertit.





Kuva 18. Lopullinen versio etuakselin poikittaisen tangon laakeroinnista.

Taka-akselilla laakeripukki oli hankalampi toteuttaa, koska ajoneuvon korissa ei ollut taka-akselilla vastaavanlaista koripalkkia kuin etuakselilla ja etäisyys koriin oli pitkä. Kiinnitys päädyttiin tekemään teräksiseen apurunkoon. Ensimmäisessä versiossa laakeripukin jalus olisi hitsattu apurunkoon kiinni ja tämän päälle olisi kiinnitetty vastakappale, jonka väliin laakeri olisi kiinnittynyt. Tämä olisi vaatinut apurungon irrottamisen autosta. Tämä olisi tarkoittanut sitä, että auto olisi ollut ajokelvottomana pahimmillaan useamman viikon. Koska testauskausi oli parhaillaan käynnissä, apurungon irrottamiselta haluttiin välttyä. Laakeripukin kiinnikkeisiin suunniteltiin kiinnitettäväksi tukivarren korinpuoleisten pulttien alle. Näin laakeripukin kiinnike toimisi samalla säätölevynä kiinnikkeen alla. Laakeripukin kiinnikkeisiin tuli laakeripesät, jotka ujutettiin kiinnikkeen läpi ja liitettiin kiinnikkeeseen (kuva 19). Aluksi laakeripesistä tehtiin yksinkertaisia CAD-malleja, mutta ne todettiin sen verran kömpelöiksi, että osat päätettiin tehdä CNC-koneella.



Kuva 19. Taka-akselin laakerointi.

## 4 Toteutus

Kallistuksenvakaajan osat päätettiin valmistaa Metropolia Ammattikorkeakoulun kone-laboratoriossa, hitsauslaboratoriossa ja Hernesaaren koneistuspisteessä. Koska suunnittelussa oli huomioitu helppo koneistettavuus, voitiin suurin osa osista valmistaa käsin koneistamalla ilman monimutkaista CNC-konetta. Muutama hankalampi osa takakallistuksenvakaajaan valmistettiin CNC-koneella.

### 4.1 Etuakseli

Ennen varsinaista toteutusta ajoneuvosta otettiin varmistusmittoja CAD-malliin nähden ja sovitettiin oppilaitokselta löytyneitä putkia ajoneuvoon, jotka vastasivat halkaisijaltaan samaa kuin hankittavat. Tällä haluttiin varmistua siitä, että poikittaiset putket mahtuisivat suunnitellun kokoisina ajoneuvoon. Samalla myös varmistettiin, ettei poikittaisen tangon läpiviennissä ole mitään, mitä ei näkynyt tai otettu huomioon CAD-malleissa. Ajoneuvon CAD-mallit vaikuttivat yllättävän hyvin paikkansa pitäviltä, vaikkakin pieniä epätarkkuuksia löytyi.

Kun kallistuksenvakaajan poikkitanko oli saatu laskettua ja CAD-malli suunniteltua, aloitettiin valmistamaan etuvakaajan osia. Etuakselin poikittainen tanko leikattiin hie-man ylimittaiseksi varmuuden vuoksi ja sovitettiin autoon. Auton koripalkit näyttivät

osuvan kohdalle ja tanko leikattiin lopulliseen mittaansa. Samalla koneistaja Pesonen valmisti etukallistuksenvakaajan laakeripukit, laakerit, poikkitangon kierteityksen ja vääntöveitsen kiinnikkeet sorvilla ja jyrsimellä.

Hitsattavat osat kiinnitettiin Konolan avustuksella putkeen ensin pienillä pistehitseillä, siltä varalta, että vääntöveitset eivät osuisi kohdalle. Poikittaisen tangon pujotus vääntöveitsen kiinnikkeet hitsattuna auton läpi kävi odotettua helpommi. Toisaalta moottorin johdot osuivat poikittaiseen putkeen. Johtoja nostettiin sen verran, etteivät ne enää olisi kosketuksissa poikittaiseen tankoon.

Laakeripukit koottiin ja kiinnitettiin poikittaisen tangon päihin. Seuraavaksi sovitettiin etukallistuksenvakaajaa kohdilleen. Laakeripukkien kohdat mitattiin teräksisestä apurungosta ja auton korin pohjasta. Vääntöveitset kiinnitettiin poikittaisessa putkessa hitsattuihin kiinnikkeisiin ja luotilangan avulla tarkistettiin veitsen päädyn olevan linjassa kiinnityskohtaan nähden. Vasemmalla puolella vääntöveitsen pää oli linjassa, mutta oikealla puolella heittoa oli hieman ulospäin autosta. Etukallistuksenvakaaja purettiin pois autosta hitsauksia varten. Oikean puoleisen kiinnikkeen kohta korjattiin oikeaksi ja poikittaisen tangon osat hitsattiin kunnolla. Tanko pujotettiin takaisin paikalleen.

Laakeripukkien alle tulevat sovitepalat hiottiin auton korin muotoon, koska kiinnityspinta oli epätasainen. Kun sovitepalat oli hiottu, voitiin kohdistaa laakeripukin reiät. Mitoitus tarkistettiin samalla tavalla kuin aiemmin. Laakeripukin reikien poraamisen jälkeen koripalkkiin piti tehdä huoltoluukut autonpohjasta, jotta mutteri-insertit voitiin liimata vastakkaiselle puolelle. Kun poikittainen tanko oli kunnolla kiinni, päästiin mittaamaan pystytangon vaatima pituus. Hitsauslaboratoriossa pystytangon osat hitsattiin yhteen. Pystytangon osien valmistuttua päästiin ensimmäistä kertaa kokeilemaan etukallistuksenvakaajaa tieajossa.

#### 4.2 Taka-akseli

Taka-akselin kallistuksenvakaajan sijaintivaatimus oli huomattavasti tarkempi kuin etuakselin kallistuksenvakaajan. Tämä johtui ahtaasta tilasta moottorin ja apurungon välissä. Ennen kuin osia alettiin valmistaa, haluttiin varmistua taas siitä, että poikittainen tanko kulkisi oikeasta kohdasta, koska pienikin heitto CAD-mallin ja ajoneuvon välillä aiheuttaisi poikittaisen tangon kosketusta apurunkoon tai moottoriin. Poikittaisen tan-

gon ja laakeripukin kiinnikkeen mitoilla tehtiin kaksi koeversiota CAD-mallin mitoilla ja sovitettiin tukivarrenkiinnikkeen alle. Mallikappaleen ansiosta huomattiin parin millimetrin virhe, jonka takia poikittainen tanko olisi ottanut moottoriin kiinni. CAD-mallia muokattiin toiseen suuntaan niin, että poikittainen tanko ei ottaisi enää moottoriin kiinni.

Pesonen koneisti takakallistuksenvakaajan vääntöveitsen kiinnikkeet ja laakerit sorvilla ja jyrsimellä Hernesaarella. Samalla Konolan avustuksella tehtiin CNC-koneistuksia Metropolian konelaboratoriossa. CNC-koneistettavia osia olivat laakeripukin telineet ja laakeripukit. Laakeripukin telineitä varten jouduttiin koneistamaan erillinen kiinnitysjihi johon aihiot kiinnitettäisiin, koska kappaleen muoto ja aihion paksuus olisivat tehneet siitä hankalan kiinnitettävän. Lisäksi aihion koordinaatteja ei tarvinnut erikseen hakea, kunhan kiinnitysjihiä ei irrotettaisi. Laakeripukkeja varten ei tarvinnut tehdä erillistä kiinnitysjihiä eikä aihioita tarvinnut kääntää. Kun kaikki osat olivat valmiita, oli taas aika sovittaa osia autoon, ennen kun mitään lopullista ratkaisua olisi tehty.

Poikittaisen tangon ujuttaminen toiselle puolelle laakereiden kanssa osoittautui hankalaksi, mutta pienen taistelun jälkeen poikittainen tanko oli läpi toisella puolella. Laakeripukit koottiin paikoilleen ja voitiin taas säätää tanko oikealle kohdalle. Veitsien päät osoittautuivat osuvan juuri siihen, mihin niiden pitikin ja kokoonpano purettiin taas hitaamista varten. Vääntöveitsiä jouduttiin hieman lyhentämään, jotta pystytanko ei olisi-kaan niin suuressa kulmassa, kuin alun perin oli suunniteltu.

## 5 Testaus ja laskenta

### 5.1 Ajokokeet

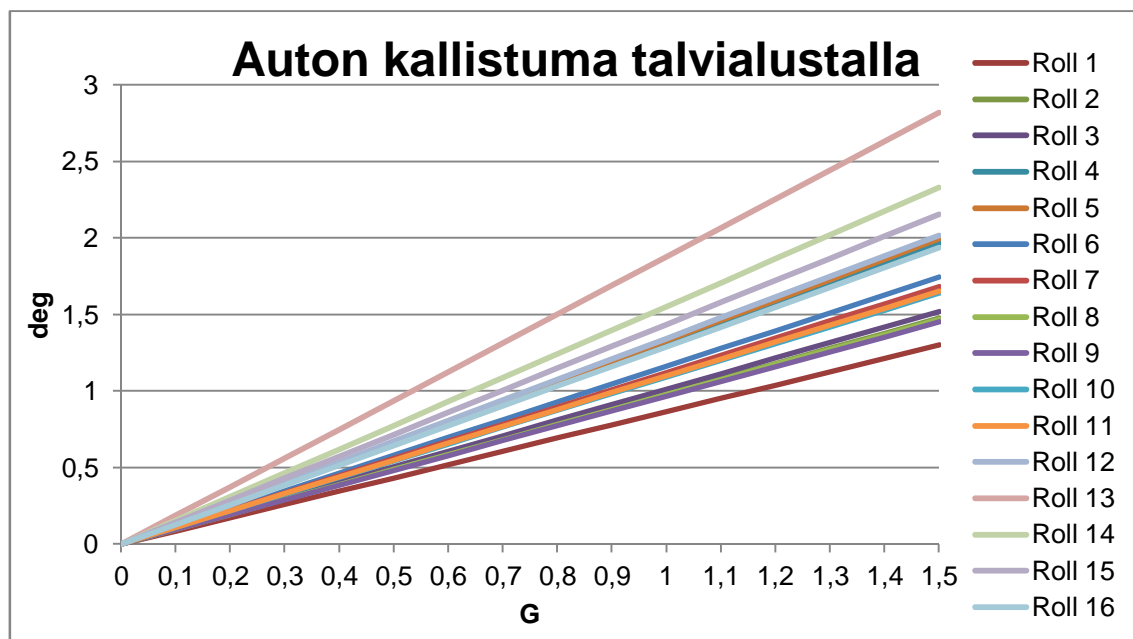
Vanhalla alustalla suoritettiin useita koeajopäiviä radalla Nürburgringin rataennätystä varten. Testien aikana testikuljettaja Micke Bergman piti etukallistuksenvakaajaa liian jäykkänä ja takakallistuksenvakaajaa liian löysänä säädöistä huolimatta. Ajoneuvoon olisi haluttu enemmän yliohtautuvuutta, mutta ilman etukallistuksenvakaajaa ja takakallistuksenvakaajaa jäykimmillään ajoneuvo pyrki edelleen aliohtautumaan. Huonon ajokäyttäytymisen vuoksi seuraavan talven aikana jouset ja iskunvaimentimet mitoitettiin uudelleen.

Ajokokeet suoritettiin Hernesaassa ajamalla pientä vakioympyrää. Näin saavutetaan pienilläkin nopeuksilla jo huomattavan suuria sivuttaiskihtiä, joita on helppo hallita. Kokeiden aikana käytiin läpi kaikki vakaajien mahdolliset säädöt kahdella eri alustalla. Taulukossa 2 on osoitettu vääntöveitsien asennot ajokokeiden aikana.

Taulukko 2. Ajokokeiden vääntöveitsien asennot.

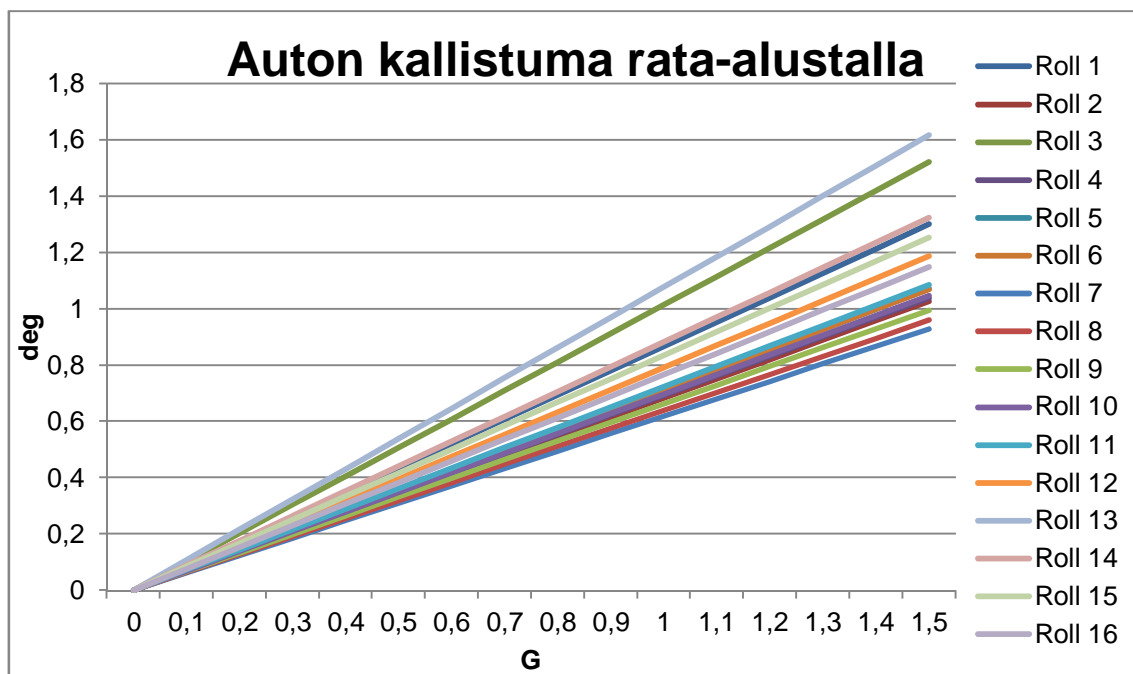
Veitsi	Roll 1	Roll 2	Roll 3	Roll 4	Roll 5	Roll 6	Roll 7	Roll 8	Roll 9	Roll 10	Roll 11	Roll 12	Roll 13	Roll 14	Roll 15	Roll 16
VE	1	1	-	0	0	-	1	1	1	1	-	0	0	-	1	1
OE	1	-	-	0	0	-	-	1	1	-	-	0	0	-	-	1
VT	1	1	1	1	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0	0	0
OT	1	1	1	1	1	1	1	1	-	-	-	-	0	0	0	0
1 = pystyssä, - = vaakatasossa, 0 = irti																

Talvea varten suunniteltiin myös omat jouset ja iskunvaimentimet. Jousien jousivakiot ovat 120 N/mm etuakselilla ja 90 N/mm taka-akselilla. Talvea varten kallistumaa saisi olla jopa 8 deg/G maksimaalista pitoa ajatellen. Tuloksista (kuva 20) kuitenkin huomataan, että ilman vakaajia kallistusjäykkyys on n. 1,9 deg/G ja jäykimmässä asennossa n. 0,9 deg/G.



Kuva 20. Ajoneuvon kallistumat talvialustalla.

Uusien rataiskunvaimentimien jousien jousivakiot ovat 220 N/mm etuakselille ja 160 N/mm taka-akselille. Ilman kallistuksenvakaaja ajoneuvo kallistusjäykkyys on n. 1,1 deg/G ja jäykimmillään n. 0,6 deg/G (kuva 21).



Kuva 21. Ajoneuvon kallistumat uudella rata-alustalla

Ensimmäisen testipäivän jälkeen testikuljettajamme vaikutti erittäin tyytyväiseltä autoon. Takakallistuksenvakaaja voisi olla vielä hieman jäykempi, jotta ajoneuvon käytöstä saataisiin vielä hieman ylioheavammaksi. Ajokokeiden perusteella voidaan laskea kallistuksenvakaajien jäykkyydet.

Lasketaan E-RAn etu- ja taka-akselien pyörien jousivakiot  $K_R$ . Esimerkki laskuissa käytetään talvialustan tietoja. Taulukossa 3 alustojen laskuihin vaaditut tiedot ja taulukossa 4 tulokset.

$$K_{Rfront} = \frac{K_{front}}{MR_{front}}$$

$K$  on etu-akselin pyöräntuennassa käytetyn jousen jousivakio

$MR$  on iskunvaimentimen ja pyörän välinen liikesuhde lineaarisesti.

Taulukko 3. Etu- ja takajousien jousivakiot talvi- ja rata-alustalle ja pyöriin nähden liikesuhteet.

Talvi		Rata			
$K_{front}$	$K_{rear}$	$K_{front}$	$K_{rear}$	$MR_{front}$	$MR_{rear}$
120 N/mm	90 N/mm	220 N/mm	160 N/mm	1,8	1,5

$$K_{Rfront} = \frac{120 \text{ N/mm}}{1,8} = 66,666 \dots \text{ N/mm} \approx 67 \text{ N/mm}$$

$$K_{Rrear} = \frac{90 \text{ N/mm}}{1,5} = 60 \text{ N/mm}$$

Kun pyörien jousivakiot  $K_R$  on ratkaistu, voidaan laskea ajoneuvon akseleiden kiertojäykkyydet  $K_\emptyset$ . Jousivakio  $K_R$  kerrotaan tuhannella, jotta siitä saadaan N/m.

$$K_{\emptyset front} = \frac{K_{Rfront} \times t_{front}^2}{2}$$

$t_{front}$  on etuakselin raideleveys

$$K_{\emptyset front} = \frac{67 \text{ N/mm} \times 1000 \times (1,528 \text{ m})^2}{2} \approx 77\,826 \text{ Nm/rad}$$

$$K_{\emptyset rear} = \frac{60 \text{ N/mm} \times 1000 \times (1,524 \text{ m})^2}{2} \approx 69\,677 \text{ Nm/rad}$$

Taulukko 4. Laskujen tulokset.

	Talvi		Rata	
	<i>front</i>	<i>rear</i>	<i>front</i>	<i>rear</i>
$K_R$	67 N/mm	60 N/mm	122 N/mm	107 N/mm
$K_\emptyset$	77 826 Nm/rad	69 677 Nm/rad	142 681 Nm/rad	123 871 Nm/rad

Ajoneuvon kallistusjäykkyys  $\frac{\phi}{Ay}$  voidaan laskea kaavalla

$$\frac{\phi}{Ay} = \frac{W \times H}{K_{\phi}}$$

$W$  on ajoneuvon jousitettu massa

$H$  on massakeskipisteen ja ajoneuvon kallistuskeskiön välinen ero

$K_{\phi}$  on ajoneuvon kiertojäykkyys, johon vaikuttavat etu- ja taka-akselin jousien ja kallistuksenvakaajien kiertojäykkyydet

Koska massakeskipisteen korkeus ajoneuvon kallistuskeskiöstä  $H$  ei ole tiedossa, voidaan se laskea koeajosta, kun ajoneuvossa ei ole ollut kallistuksenvakaajia paikoillaan.

$$H_{winter} = \frac{W}{K_{\phi winter} \times \frac{\phi}{Ay}}$$

$$H_{winter} = \frac{1\,584\,kg \times 9,81\,m/s^2}{147\,503\,Nm/rad \times \frac{1,88\,deg}{\frac{180}{\pi}}} \approx 0,311\,m$$

$$H_{track} = \frac{1\,584\,kg \times 9,81\,m/s^2}{147\,503\,Nm/rad \times \frac{1,08\,deg}{\frac{180}{\pi}}} \approx 0,323\,m$$

Koska kaikki muut arvot paitsi kallistuksenvakaajien kiertojäykkyydet  $K_{\phi RB}$  jo tiedetään, voidaan ne laskea seuraavassa muodossa. Taulukossa 5 on suoritettujen mittauksien tulokset.

$$K_{\phi RB} = \frac{W \times H}{\frac{\phi}{Ay}} - K_{\phi front} - K_{\phi rear}$$



Taulukko 5. Mittaustulokset alustoille niin, että vain etu- tai taka-akselilla on kallistuksenvakaaja aktiivinen.

		Kallistuma deg/G	
Etuveitset	Takaveitset	Talvi	Rata
I I	0 0	1,29	0,77
- I	0 0	1,44	0,84
- -	0 0	1,55	0,88
0 0	I I	1,31	0,69
0 0	- I	1,33	0,71
0 0	- -	1,35	0,79
I = pystyssä, - = vaakatasossa, 0 = irti			

Lasketaan kallistuksenvakaajan kierojäykkyydet  $K_{\phi_{RB}}$  kuudessa eri tilanteessa. Paino  $W$  kerrotaan  $9,81 \text{ m/s}^2$ , jotta sille saadaan yksiköksi N ja ajoneuvon kallistusjäykkyys  $\frac{\phi}{A_y}$  muuttaa rad/G. Taulukossa 6 on laskujen tulokset.

$$K_{\phi_{RB}} = \frac{1584 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,311 \text{ m}}{\frac{1,29 \text{ deg/G}}{\frac{180}{\pi}}} - 147503 \text{ Nm/rad} \approx 67296 \text{ Nm/rad}$$

Taulukko 6. Taulukossa talvi- ja rata-alustan mittauksien perusteella laskettu vakaajien jäykkyydet eri asennoilla.

		Vakaajan jäykkyys Nm/rad	
Etuveitset	Takaveitset	Talvi	Rata
I I	0 0	67 296	109 187
- I	0 0	45 450	77 875
- -	0 0	30 954	59 506
0 0	I I	63 923	149 103
0 0	- I	60 960	136 542
0 0	- -	58 529	97 081
I = pystyssä, - = vaakatasossa, 0 = irti			

Näiden tulosten perusteella voidaan laskea ajoneuvon kallistusjäykkyys  $\frac{\phi}{A_y}$  loppuilla vakaajien säädöillä ja verrata niitä mitattuihin arvoihin.

Lasketaan kallistusjäykkyys  $\frac{\phi}{Ay}$  loppuilla asetuksilla.

$$\frac{\phi}{Ay} = \frac{1\,584\,kg \times 9,81 \times 0,311\,m}{77\,826\,Nm/rad + 69\,677\,Nm/rad + 67\,296\,Nm/rad + 63\,923\,Nm/rad} \times \frac{180}{\pi}$$

$$\approx 0,99\,deg/G$$

Taulukko 7. Mittaus - ja laskutulokset talvi- ja rata-alustalle.

		Kallistuma deg/G			
		Talvi		Rata	
Etuveitset	Takaveitset	Mitattu	Laskettu	Mitattu	Laskettu
I I	I I	0,87	0,99	0,65	0,55
- I	I I	0,98	1,07	0,68	0,58
- -	I I	1,01	1,14	0,69	0,61
- -	- I	1,16	1,16	0,71	0,62
- I	- I	1,12	1,09	0,62	0,60
I I	- I	0,98	1,01	0,64	0,56
I I	- -	0,97	1,02	0,66	0,61
- I	- -	1,09	1,01	0,70	0,65
- -	- -	1,10	1,03	0,72	0,68
0 0	0 0	1,88	1,88	1,08	1,08
I = pystyssä, - = vaakatasossa, 0 = irti					

## 5.2 Kallistuksenvakaajan laboratoriomittaukset ja laskenta

### 5.2.1 Poikittaisen tangon vääntöjäykkyyden laskeminen

Vakaajan poikittainen tanko, joka siirtää voiman toiselta puolelta toiselle voidaan ajatella vääntöjousena. Vääntöjousen vääntöjäykkyys  $K_{\theta B}$  putkimaiselle tangolle määritellään kaavalla. Taulukossa 8 on putkien lähtötiedot.

$$K_{\theta Bfront} = \frac{G \times \pi \times D_{front}^4}{l_{front} \times 32} \times (1 - h_{front}^4)$$

$G$  on tangon liukumoduuli

$d$  on tangon sisähalkaisija

$D$  on tangon ulkohalkaisija

$h$  on halkaisijasuhde  $\frac{d}{D}$

$l$  on tangon pituus

Taulukko 8. Etu- ja takatangon ominaisuudet laskuja varten.

Tunnus	Etu	Taka
$D$	37,3 mm	25,4 mm
$d$	32,5 mm	20,6 mm
$G$	80 000 MPa	80 000 MPa
$l$	760 mm	996 mm

$$K_{\theta Bfront} = \frac{80\,000\text{ MPa} \times \pi \times (37,3\text{ mm})^4}{760\text{ mm} \times 32} \times \left(1 - \left(\frac{32,5\text{ mm}}{37,3\text{ mm}}\right)^4\right) \approx 8\,474\text{ Nm/rad}$$

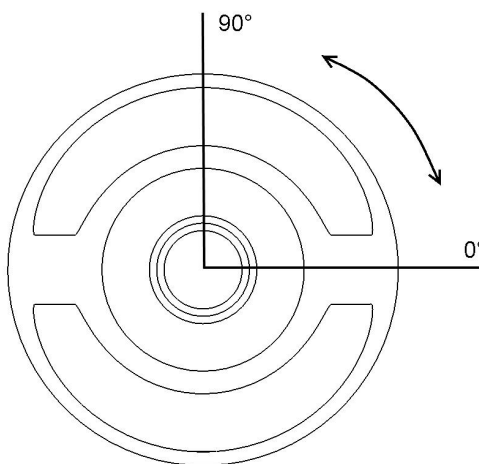
$$K_{\theta Brear} = \frac{80\,000\text{ MPa} \times \pi \times (25,4\text{ mm})^4}{996\text{ mm} \times 32} \times \left(1 - \left(\frac{20,6\text{ mm}}{25,4\text{ mm}}\right)^4\right) \approx 1\,862\text{ Nm/rad}$$

### 5.2.2 Vääntöveisten jousivakion mittaaminen

Mittaukset suoritettiin Metropolia Ammattikorkeakoulun Kalevankadun-toimipisteen koelaboratoriossa (kuva 22). Mittauksilla pyrittiin selvittämään vääntöveistien jousivakiot. Vääntöveitset mitattiin viidessä eri asennossa (kuva 23). Tällä pyrittiin selvittämään myös väliasentojen jousivakiot ja mahdolliset nyrjähdysilmiöt.

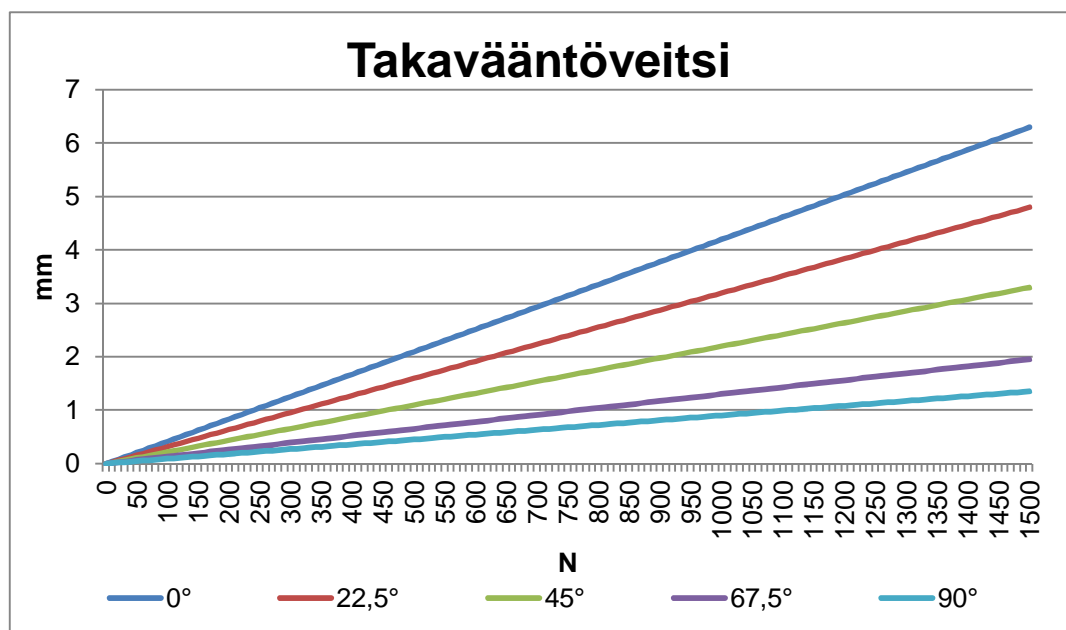
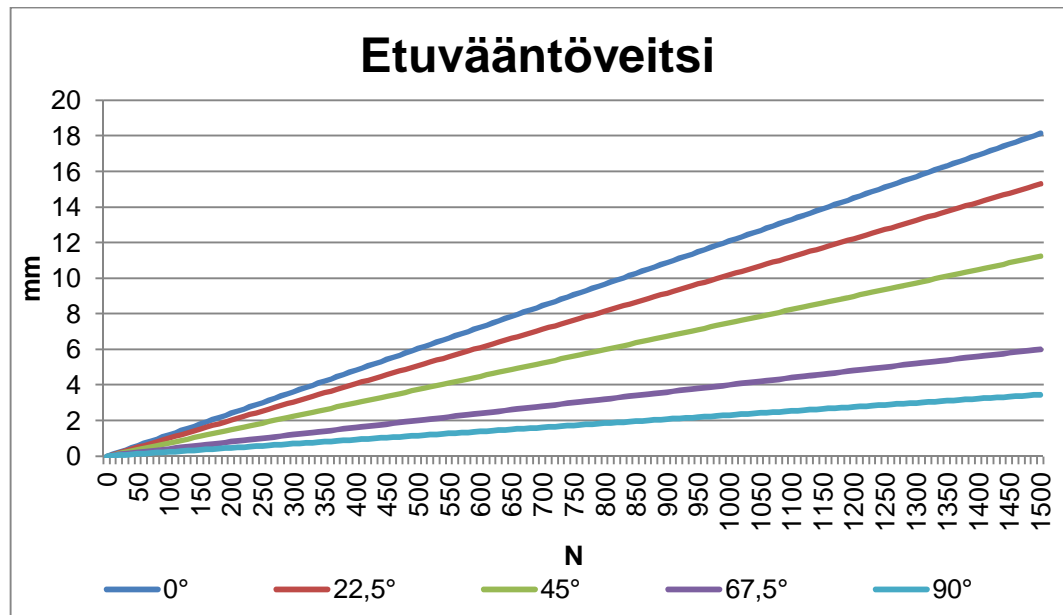


Kuva 22. Mittaukset koelaboratorion vetolaitteella, jolla pystyy myös painamaan kappaleita.

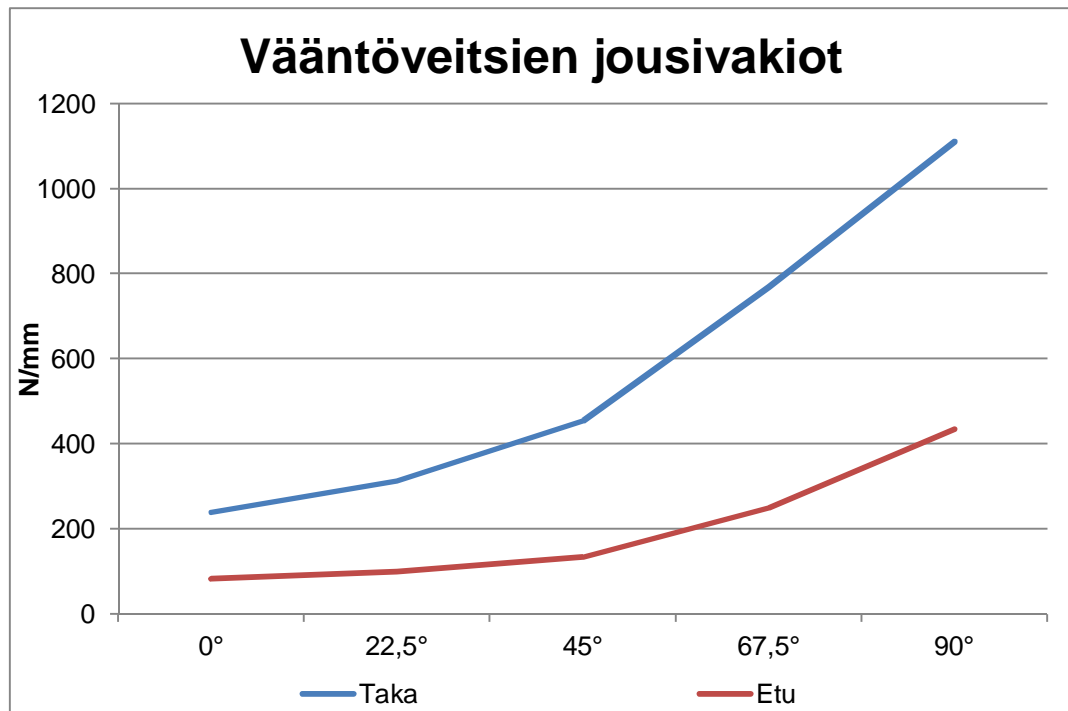


Kuva 23. 0°:n kulmassa vääntöveitsi on vaakatasossa ja 90°:n kulmassa pystyasennossa. Muut mittaukset ovat tältä väliltä 22,5°:n välein.

Mittauksista huomataan se, että vääntöveitsien jousivakio kasvaa lineaarisesti (kuva 24) ja vääntöveistä käännettäessä jousivakio kasvaa eksponentiaalisesti (kuva 25). Veitsen jousivakio kasvaa vääntöveistä kääntäessä, tosin eksponentiaalisesti. Mittauksissa huomattiin myös, että vääntöveitsen pää liikkui sivusuunnassa eli kappale pääsi nurjahtamaan odotusten mukaisesti. Väliasennossa kappaleeseen kohdistuu myös pistemäinen rasitus ulkoreunaan, joka pitkäaikaisessa käytössä saattaa aiheuttaa murtuman vääntöveitseen.



Kuva 24. Etu- ja takakallistuksenvakaajan vääntöveitsien mittaustulokset eri kääntökulmilla.



Kuva 25. Vääntöveitsien lasketut jousivakiot eri kääntökulmilla

Koska kallistuksenvakaajan liike on pyörivää, pitää laskea vääntöveitsien jousivakion  $k_{knife}$  avulla vipuvarren vääntöjäykkyys  $k_{\theta arm}$ . Taulukossa 9 vääntöveitsien on mittaukset ja taulukossa 10 laskujen tulokset.

$$k_{\theta armfront} = L_{m/radfront} \times k_{knife} \times L_{armfront}$$

$L$  on kallistuksenvakaajan vipuvarren pään etäisyys poikittaisen tangon akselista

Taulukko 9. Etu- ja takavääntöveitsien ominaisuudet laskuja varten.

	Etu		Taka	
	Vaakatasossa	Pystyssä	Vaakatasossa	Pystyssä
$k_{knife}$	83 N/mm	435 N/mm	238 N/mm	1111 N/mm
$l$	0,254 m		0,166 m	

$$k_{\theta armfront} = 0,254 \text{ m/rad} \times 83 \text{ N/mm} \times 1\,000 \times 0,254 \text{ m}$$

$$\approx 5\,355 \text{ Nm/rad}$$

Taulukko 10. Vipuvarsien ominaisjäykkyydet kahdella asennolla.

	Etu		Taka	
	Vaakatasossa	Pystyssä	Vaakatasossa	Pystyssä
$k_{\theta arm}$	5 355 Nm/rad	28 064 Nm/rad	15 355 Nm/rad	71 678 Nm/rad

### 5.2.3 Kallistuksenvakaajan vääntöjäykkyyden laskeminen

Koska kallistuksenvakaaja voidaan ajatella sarjaan kytkettyinä jousina, voidaan poikittaisen tangon ja veisten yhteisvaikutus ominaisvääntöjäykkyyteen eri asennoilla laskea kaavalla. Taulukossa 11 on laskujen tulokset.

$$\frac{1}{K_{\theta ARB}} = \frac{1}{k_{\theta arm front}} + \frac{1}{k_{\theta arm front}} + \frac{1}{K_{\theta B front}}$$

$$\frac{1}{K_{\theta B front}} = \frac{1}{5\,355 \text{ Nm/rad}} + \frac{1}{5\,355 \text{ Nm/rad}} + \frac{1}{8\,474 \text{ Nm/rad}} \approx 2\,035 \text{ Nm/rad}$$

Taulukko 11. Etu- ja takakallistuksenvakaajan ominaisjäykkyydet  $K_{\theta ARB}$  laskettuna.

		Etu	Taka
-	-	2035 Nm/rad	1499 Nm/rad
I	-	2938 Nm/rad	1623 Nm/rad
I	I	5283 Nm/rad	1770 Nm/rad
I = pystyssä, - = vaakatasossa			

Kallistuksenvakaajan vaikutus ajoneuvon kallistusjäykkyyteen  $K_{\theta B}$  voidaan johtaa alkuperäisestä kaavasta toiseen muotoon. Taulukossa 12 on laskun lähtötiedot ja taulukossa 13 laskujen tulokset.

$$K_{\theta ARB front} = \frac{K_{\theta B front} \times L_{arm front}^2}{I_{b front}^2 \times t_{front}^2}$$

$$K_{\theta B front} = \frac{K_{\theta ARB front} \times I_{b front}^2 \times t_{front}^2}{L_{arm front}^2}$$

$I$  on pyörän ja kallistuksenvakaajan vipuvarren päään välinen lineaarinen liikesuhde.

Taulukko 12. Liikesuhde  $I$  etu- ja takavakaajalta

	Etu	Taka
$I$	0,73	0,96

$$K_{\theta B front} = \frac{2\,035 \text{ Nm/rad} \times 0,73^2 \times (1,528 \text{ m})^2}{(0,254 \text{ m})^2} \approx 9\,968 \text{ Nm/rad}$$

Taulukko 13. Kallistuksenvakaajan vääntöjäykkyys  $K_{\theta B}$  etu- ja taka-akselille veisten eri asennoilla.

Asennot	Etu	Taka
- -	9 968 Nm/rad	19 329 Nm/rad
I -	14 392 Nm/rad	20 823 Nm/rad
I I	25 879 Nm/rad	23 823 Nm/rad
I = pystyssä, - = vaakatasossa, 0 = irti		

## 6 Tulosten vertailu

### 6.1 Kallistuksenvakaajan jäykkyyden vertailu

Kallistuksenvakaajan jäykkyydessä huomataan suuria eroja toisiinsa nähden, jotka ovat nähtävissä taulukosta 14. Pelkästään jo mittauksien välillä erot ovat huomattavia. Lasketut tulokset poikkeavat paljon mitatuista arvoista.

Taulukko 14. Kallistuksenvakaajan vääntöjäykkyyden  $K_{\theta B}$  mitattujen ja laskettujen arvojen vertailu.

		Vakaajan jäykkyys Nm/rad		
Etuveitset	Takaveitset	Talvi	Rata	Laskettu
I I	0 0	67 296	109 187	25 879
- I	0 0	45 450	77 875	14 392
- -	0 0	30 954	59 506	9 968
0 0	I I	63 923	149 102	23 823
0 0	- I	60 960	136 542	20 823
0 0	- -	58 529	97 081	19 329
I = pystyssä, - = vaakatasossa, 0 = irti				



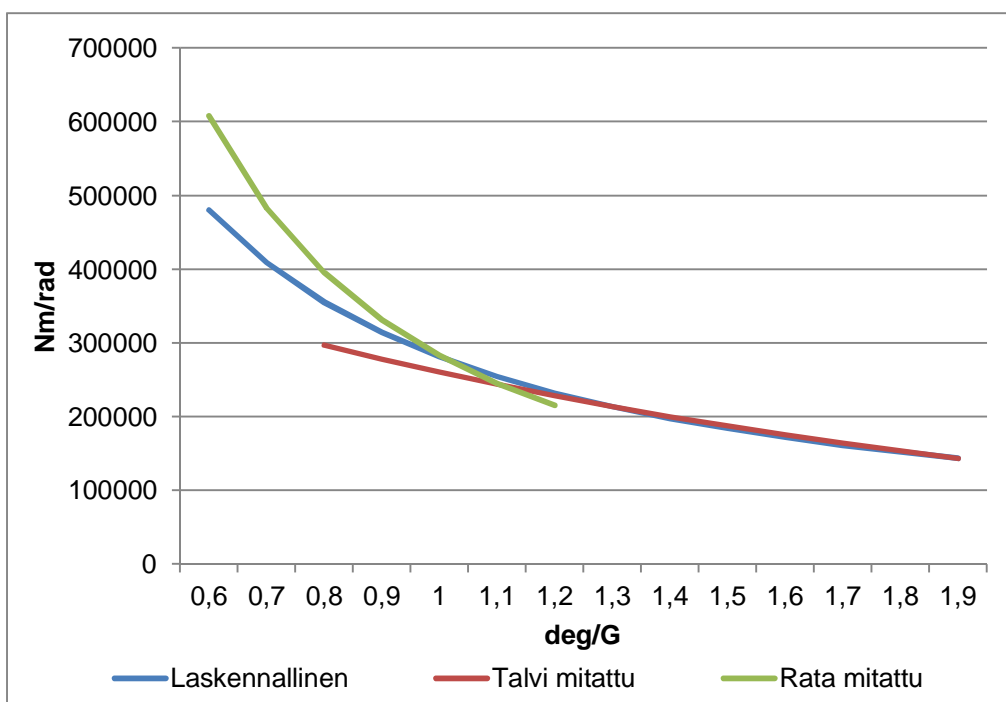
## 6.2 Ajoneuvon kallistuman vertailu

Ajoneuvon kallistumissa erot taas ovat huomattavasti maltillisempia. Nämä ovat nähtävissä taulukosta 15. Tämä johtuu siitä, että kallistuksenvakaajat vaikuttavat hieman ajoneuvon kallistumisjäykkyyteen.

Taulukko 15. Korin kallistuman deg/G mitattujen ja laskettujen arvojen vertailu.

Vei tset		Kallistuma deg/G						
		Talvi				Rata		
		Mi tattu	Laskettu		Mi tattu	Laskettu		
Etu	Taka		Mi tt.	Teor.		Mi tt.	Teor.	
I I	I I	0,87	0,99	1,41	0,65	0,55	0,91	
- I	I I	0,98	1,07	1,49	0,68	0,58	0,95	
- -	I I	1,01	1,14	1,53	0,69	0,61	0,96	
- -	- I	1,16	1,16	1,56	0,71	0,62	0,96	
- I	- I	1,12	1,09	1,52	0,62	0,6	0,97	
I I	- I	0,98	1,01	1,43	0,64	0,56	0,96	
I I	- -	0,97	1,02	1,44	0,66	0,61	0,92	
- I	- -	1,09	1,01	1,53	0,70	0,65	0,92	
- -	- -	1,10	1,10	1,57	0,72	0,68	0,96	
0 0	- -	1,35	1,35	1,66	0,80	0,79	0,97	
0 0	- I	1,33	1,33	1,65	0,79	0,71	1,00	
0 0	I I	1,31	1,31	1,62	0,78	0,69	0,99	
- -	0 0	1,55	1,55	1,76	0,88	0,88	1,04	
- I	0 0	1,44	1,44	1,71	0,84	0,84	1,02	
I I	0 0	1,29	1,29	1,6	0,77	0,77	0,98	
0 0	0 0	1,88	1,88	1,88	1,08	1,08	1,08	
I = pystyssä, - = vaakatasossa, 0 = irti								

Kuvasta 26 nähdään, etteivät mitatut arvot täydellisesti seuraa laskennallista arvoa ja molemmat leikkaavat jossain vaiheessa laskennallisen arvon. Kuvaaja osoittaa sen, ettei laskennalliseen arvoon ole täydellisesti luottamista, koska mitattujen arvojen käyrät eivät etene tangentiaalisesti. Teoriassa mitattujen arvojen käyrien pitäisi olla suurin piirtein samalla linjalla, koska mittauksissa ei tehty muita muutoksia, kuin iskunvaimentimet ja jouset vaihdettiin, jolloin ajoneuvon vääntöjäykkyyden pitäisi vain muuttua, mikäli ajoneuvon korkeutta ei ole muutettu. Mitä jäykempänä kallistuksenvakaaja on ollut, sitä suuremmiksi kallistusjäykkyydet kasvavat laskennallisesta.



Kuva 26. Ajoneuvon laskennallisen vääntöjäykkyyden suhde ajoneuvon kallistusjäykkyyteen.

Mittaus- ja laskutulosten eroon on olemassa monta syytä. Laskuissa ei oteta huomioon ajoneuvoon vaikuttavia dynaamisia muutoksia kuten painonsiirtoa, kallistuskeskiön muutosta joustossa jne. Lisäksi lähtötietojen pitäisi olla tarkempia. Jo pienellä heitolla saadaan laskutuloksiin suurehkoja muutoksia. Ulkoisista tekijöistä epätarkkuuta loivat mm. Hernesaaren kentän pinnan hiekkaisuus ja kuljettaja. Varsinkin ajamalla saattoi vaikuttaa suuresti tuloksiin, koska jos nopeutta lähti liian nopeasti kasvattamaan, kori ei ehtinyt kallistua ääriasentoonsa ennen kuin oltiin maksimi pidon ulkopuolelle. Nopeus tuli nostaa hitaasti ja pyrkiä tekemään mahdollisimman vähän korjausliikkeitä.

## 7 Yhteenveto ja pohdinta

Tämän insinööritoiminnan tavoitteena oli suunnitella, toteuttaa ja ottaa käyttöön kallistuksen- vakaajat etu- ja taka-akseleilla Metropolia Ammattikorkeakoulun Electric RaceAbout -sähköurheiluautossa. Kallistuksen- vakaajilla pyrittiin saamaan parempi ajoneuvon käsiteltävyys rata-ajossa. Ajoneuvoon asennetuista kallistuksen- vakaajista suunniteltiin säädettävät, jotta ajoneuvon käyttäytymistä voitaisiin hallita paremmin eri kilparadoilla. Kallistuksen- vakaajat valmistettiin Metropolia Ammattikorkeakoulun Kalevankadun- ja

Hernesaaren-tiloissa kesän ja syksyn 2012 aikana ja otettiin käyttöön loppusyksystä 2012. Testit suoritettiin syksyllä 2013 ja keväällä 2014.

Kallistuksenvakaajien käyttöönoton jälkeen ratatesteissä huomattiin, että sen hetkiselällä alustalla ajoneuvo pyrki aliohjautumaan, vaikka kallistuksenvakaaja oli jäykimmillään taka-akselilla ja poissa käytöstä etu-akselilla. Kallistuksenvakaajia aiottiin jo tehdä uudestaan, mutta sen sijaan ajoneuvon mitoitettiin uudet jouset ja iskunvaimentimet molemmille akseleille. Seuraavan kevään testeissä ajoneuvo osoittautui huomattavasti paremmaksi. Ajoneuvo saisi olla vieläkin enemmän yliohtava.

Jotta ajoneuvosta saataisiin kallistuksenvakaajilla vieläkin yliohtavampi, tulisi kasvattaa putken seinämävahvuutta, koska suuremmalla halkaisijalla olevaa putkea ei saa asennettua taka-akselille. Putken seinämävahvuuden kasvattamisen huono puoli on, että tangon massa kasvaa suhteessa enemmän kuin mitä jäykkyyttä saadaan lisää. Esim. nykyisen putken pituus on 996 mm, ulkohalkaisija on 25,4 mm, sisähalkaisija on 20,6 mm, massa 1,1 kg ja vääntöjäykkyys 1 862 Nm/rad. Kasvattaessa putken seinämävahvuutta 1 mm massa nousee 44 % mutta vääntöjäykkyys vain 26 %.

Ennen kun poikittaista putkea lähdettäisiin vaihtamaan, kannattaisi tangon tuenta tuoda lähemmäksi pyörää. Tällä hetkellä tangon tuenta on turhan kaukana jolloin riskinä on poikittaisen tangon nurjahtaminen. Eli poikittainen tanko ei enää toimisi vääntöjousena vaan taipuisi. Tuenta olisi samanlainen kuin nykyinenkin, mutta se tuotaisiin ylätukivar-sien kiinnityksien alta.

Työssä haasteellisinta oli päästä liikkeelle. Aluksi vaikutti siltä, että kallistuksenvakaaja on autoteollisuudessa ”mustaa magiaa”, koska kirjat mistä tietoa aluksi etsittiin, asia sivutettiin erittäin nopeasti. Lisäksi ainoat laskukaavat kallistuksenvakaajille tuntuivat olevan MoTecin (liite 2) kaltaisia kaavoja, missä ei otettu huomioon ajoneuvon ominaisuuksia. Kallistuksenvakaajan koko päädyttiin laskemaan kuitenkin yksinkertaisella kaavalla, jotta saataisiin työ edes alulle. Kallistuksenvakaajien ollessa jo pidemmän aikaa valmiit, löytyi ns. oikeat kaavat mitoittaa kallistuksenvakaajat.

Mikäli voisin tehdä tämän insinöörityön uudestaan, aloittaisin määrittämällä ajoneuvon tiedot tarkemmin, laskisin ajoneuvon kallistusjäykkyyden, määrittäisin sopivan kallistuman ja mitoittaisin sille sopivan poikittaisen tangon ja veitset. Kuten työssä näkee, ei laskenta aivan pätenyt mitattuihin arvoihin, joten suosittelisin tekemään kallistuksenva-

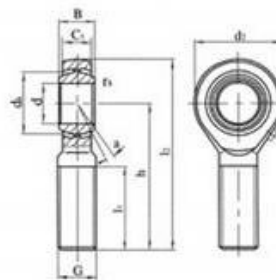
kaajista jäykimmässä asennossa jäykemmän ja löysimmässä asennossa löysemmän kuin mitä laskennan arvot ovat laskennan perusteella. Näin jää varaa tehdä vielä säätöjäkin mitoituksen jälkeen.

Tässä työssä käsitellään enemmänkin jälkiviisasta suunnasta millainen kallistuksenvakaaja autoon tuli asennettua. Mikäli haluaa mitoittaa ajoneuvon akselikohtaiset kallistuksenvakaajat, suosittelen lukemaan kirjasta Race Car Dynamics sivut 602 - 605. Näillä sivuilla kerrotaan akselikohtaisesta mitoittamisesta, mitä ei tässä insinööriyössä valitettavasti käsitellä.

## Lähteet

- 1 William F. & Douglas L. Milliken, 1995. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc.
- 2 Dukkipati, Rao, Pang, Jiang, Qatu, Mohamad, Sheng, Gang & Zuo, Shuguang, 2008. Road Vehicle Dynamics. Warrendale, Pennsylvania, USA: SAE International.
- 3 Alexander, Don, 2013. High-Performance Handling For Street or Track. Minneapolis, USA: Motorbooks.
- 4 Smith, Carroll, 1978. Tune to Win. Rolling Hills Estates, California, USA: Carroll Smith Consulting Incorporated.
- 5 Airila, Mauri, Ekman, Kalevi, Hautala, Pekka, Kivioja, Seppo, Kleimola, Matti, Martikka, Heikki, Miettinen, Juha, Niemi, Erkki, Ranta, Aarno, Rinkinen, Jari, Salonen Pekka, Verho, Arto, Vilenius & Matti, Välimaa Veikko, 1995. Koneenosien suunnittelu. Helsinki: WSOY.
- 6 ASBS (ACTIVE STABILIZER BAR SYSTEMS). Verkkodokumentti. BWI Group <<http://www.bwigroup.com/en/pshow.php?pid=25>>. Luettu 7.5.2014.
- 7 Application of Active Anti Roll Bar Systems For Enhancing Yaw Stability. Verkkodokumentti. Fisita. <<http://www.fisita.com/education/congress/sc08papers/f2008sc012.pdf>>. Luettu 7.5.2014.

## Nivelpään datataulukko




Liukupinnat: teräs/pronssi

Tuotenumero	Mitat (mm)											Kuormitettavuus (kN)		Paino n. (kg)
	d	B	d <sub>s</sub>	C <sub>1</sub> maks.	d <sub>2</sub> maks.	G 6g	h	l <sub>1</sub> min.	l <sub>2</sub> maks.	r <sub>1</sub> min.	a <sup>n</sup> n.	Dyn.	Staat.	
POS5	5	8	11,112	7,5	18	M5	33	20	41	0,3	13	3,3	3,9	0,016
POS6	6	9	12,7	7,5	20	M6	36	22	45	0,3	13	4,3	5,3	0,026
POS8	8	12	15,88	9,5	24	M8	42	25	53	0,3	14	6,8	8,5	0,044
POS10	10	14	19,05	11,5	30	M10	48	29	61	0,6	14	10	11	0,072
POS12	12	16	22,23	12,5	34	M12	54	33	69	0,6	13	13	14	0,108
POS14	14	19	25,4	14,5	38	M14	60	36	77	0,6	16	17	20	0,161
POS16	16	21	28,58	15,5	42	M16	66	40	85	0,6	15	21	25	0,225
POS18	18	23	31,75	17,5	46	M18x1,5	72	44	93	0,6	15	26	30	0,296
POS20	20	25	34,93	18,5	50	M20x1,5	78	47	101	0,6	15	31	35	0,382
POS22	22	28	38,1	21	56	M22x1,5	84	51	109	0,6	15	38	43	0,488
POS25	25	31	42,86	23	60	M24x2,0	94	57	124	0,6	15	47	65	0,749
POS28	28	35	47,63	26	66	M27x2,0	103	62	136	0,6	15	59	77	0,949
POS30	30	37	50,8	27	70	M30x2,0	110	66	145	0,6	17	63	86	1,13



## MoTecin kallistuksenvakaajan kaava


Issue Number 11

MoTeC  
Engine Management  
& Data Acquisition  
Seminars

SYDNEY  
ECU –23rd August  
ADL –24th August

Last chance to book  
for these informative  
seminars!

Seminars are open to  
all current MoTeC  
users, those intending  
to use MoTeC products,  
or those simply  
interested.

MoTeC training  
seminars are delivered  
in a lecture format with  
questions and feedback  
sought from  
participants throughout  
the day.

For more information,  
please contact:  
Donna Arbuckle at the  
MoTeC Research Centre

Ph: + 61 3 9761 5050  
Fax: + 61 3 9761 5051  
Email:  
donna.arbuckle@motec  
.com.au


**ANY QUESTIONS?**  
Do you have a  
technical or set-up  
query you would like  
more information on?

If there is any further  
information you would  
like to know, or any  
specific technical tip  
you would like more  
information on, let us  
know.

## Welcome

Welcome to MoTeC News. Our aim is to keep MoTeC users up to date on MoTeC systems, from hardware and software, to accessories, tech tips and any other information that could be of interest or use to you.

We hope you find some interest in the information contained. If you know of anyone you think might like to receive this, just email their details to the following address, and we will include them.  
MoTeC News: [jeanette.ralston@motec.com.au](mailto:jeanette.ralston@motec.com.au)



## Tech Tips

### Suspension Mathematics – Anti Roll Bar Forces

A very important part of data analysis is understanding the magnitude of the forces that are acting on various parts of the vehicle. The example we will review in this 'news' is Anti Roll Bar forces.

As we know, Anti Roll Bars are one device used to control the amount of roll that a vehicle generates while cornering. The amount of vehicle roll is dependent on a number of factors including the vehicles' lateral acceleration, centre of gravity, roll centre, track width, spring rates and damper settings.

*Note: For further information regarding the interrelationships of the above factors, we recommend that you book into the Claude Rouelle Seminar via the MoTeC website.*

For the purpose of this discussion, we will assume that, for a given car set-up, these factors remain constant during cornering. With this assumption in mind, it can be said that the *Roll Angle* is proportional to the *Lateral Acceleration* less the *Roll Resistance* provided by the Anti Roll Bars.

The force of this resistance can be calculated from the logged data, however we need to decide on a point of reference. Due to the leverage effects of the *Suspension Motion ratios*, the same amount of force will result in different values, relative to the reference point in the system.

In this example, we will use the force on the tyres as the reference point.

The calculation requires two pieces of information. The amount of twist applied to the Anti Roll Bar (mm), which can be derived from the logged data, and the amount of force required for a given amount of movement (kg/mm).

The amount of twist applied to the Anti Roll Bar is simply calculated by subtracting the *RF Suspension Position* from the *LF Suspension Position*. As in previous discussions, the *Suspension Position* is the same as *Wheel Position*.

To calculate the effective rate of the Anti Roll bar, we need to know the Actual Rate of the bar and its' *Motion Ratio*. The actual rate of the bar can be measured by placing a bottle jack on a load cell and raising one side of the bar at its' linkage or connection point to the suspension while noting the deflection distance and increase in load. This method will give an actual rate, whereas the following formulae can be used as a reasonable theoretical approximation.

A formula to calculate the **Anti Roll Bar Rate (suspension)** is -

$$= 793.5 \times (\text{Bar OD}^4 - \text{Bar ID}^4) / (\text{Bar Length} \times \text{Lever Length}^2)$$

$$= 793.5 \times (31.75^4 - 25.65^4) / (914 \times 249^2) = \mathbf{8.16 \text{ kg/mm}}$$